

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Stacionární výložníkové rozbíjecí zařízení

Stationary Cantilever Breaking Device

Student:

Bc. Jakub Gaszek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Gaszek**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Stacionární výložníkové rozbíjecí zařízení**
Stationary Cantilever Breaking Device

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte výložníkové rozbíjecí zařízení určené pro mobilní nebo menší stacionární drtiče a recyklační linky k rozbíjení nadrozměrných kusů na vstupu do drtiče. Maximální hmotnost hydraulického kladiva je 300 kg. Maximální hloubkový dosah kolmým kladivem je 2,3 m a maximální délkový dosah kolmým kladivem je 2,7 m. Rozbíjecí zařízení je vybaveno otočným rámem kruhového tvaru s rozsahem natáčení 300 stupňů. Rám je kotven přípojnou přírubou, která přenáší zatížení dále do konstrukce.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I,II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.

MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.

NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta. Ostrava: VŠB-TUO. 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

NĚMEC, J., DVOŘÁK, J., HÖSCHL, C. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989. 599s. ISBN 80-03-00193-5.

ROBERT C. JUVINALL, KURT M. MARSHEK. *Fundamentals of machine component design*. Second Edition. 1991. John Wiley & Sons.

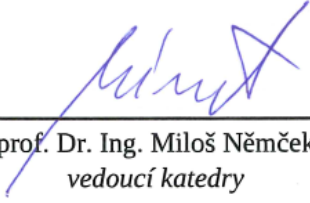
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

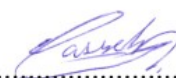
Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce, panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D., za poskytnuté konzultace a za užitečné rady a připomínky.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 17.5.2019

.....


Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci ústředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі́, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 17.5. 2019

.....


Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jakub Gaszek

Adresa trvalého pobytu studenta: Dukelská 759, Třinec, 739 61

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

GASZEK, J. *Stacionární výložníkové rozbíjecí zařízení: diplomová práce.* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 52s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Diplomová práce se zabývá návrhem stacionárního výložníkového rozbíjecího zařízení. První část obsahuje jejich použití a typy konstrukcí. Dále se zaměřuje na princip, parametry a nástroje závěsných hydraulických bouracích kladiv. Následují části zabývající se konstrukčním návrhem výsledného zařízení. Ty obsahují volbu uspořádání zařízení, volbu hydraulického kladiva, rozměrový, kinematický a silový rozbor, volbu komponent a pevnostní kontroly důležitých částí zařízení. Další kapitola je věnována dosahům výsledného zařízení. Závěr práce obsahuje výsledné parametry zařízení a celkové zhodnocení dosažených výsledků. Přílohami práce jsou parametry volených komponent, obecné vyjádření sil ze silového rozboru, obecné rovnice pro výpočet souřadnic bodů zařízení. Dále výkresová dokumentace vybraných částí zařízení.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

GASZEK, J. *Stationary Cantilever Breaking Device: Master Thesis.* Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms, 2019, 52p. Thesis head: Kaláb, K.

The Master thesis deals with the design of a stationary cantilever breaking device. The first part describes uses and construction types of other devices. Furthermore, my thesis is focused on the principle, parameters and tools of hydraulic breakers. This is followed by the parts of construction design of the final device. These parts contain a choice of the arrangement of the device, a choice of hydraulic breaker, dimensional, kinematic and force analyses, a choice of components and the strength checks of the main parts. The next chapter deals with the reach of the final device. The conclusion of my thesis contains a final parameters of the device and overall rating of obtained results. The appendix of my work includes the parameters of selected components, general inference of forces from the force analysis, general equations for the calculation of points coordinates. Furthermore, there are the drawings of the selected parts of the stationary cantilever breaking device.

Obsah

Seznam použitých značení	2
1. Úvod.....	7
1.1 Cíle diplomové práce	7
2. Výložníková rozbíjecí zařízení	8
3. Konstrukce stacionárních výložníkových rozbíjecích zařízení.....	13
4. Bourací kladiva	14
4.1 Konstrukce a vývoj bouracích kladiv	14
4.2 Princip činnosti novodobých bourací kladiv	16
4.3 Parametry kladiv	17
4.4 Nástroje bouracích kladiv	18
5. Návrh stacionárního výložníkového bouracího zařízení.....	19
5.1 Volba bouracího kladiva	20
6. Rozměrový, kinematický a silový rozbor bouracího zařízení.....	21
7. Návrh a volba komponent	26
7.1 Volba otoče	26
7.2 Volba přímočarých hydromotorů.....	28
7.3 Návrh parametrů hydraulického agregátu.....	31
7.4 Volba příslušenství	32
8. Pevnostní kontroly nosných částí zařízení	33
8.1 Kontrola čepů výložníku, násady a příruby kladiva	33
8.2 Kontrola čepů pístů	36
8.3 Kontrola základen, výložníku, násady a příruby kladiva pomocí MKP	39
9. Dosahy zařízení.....	45
10. Závěr.....	47
11. Literatura	49

Seznam použitých značení

Označení	Jednotka	Význam
a_A	[mm]	šířka výložníku v bodě A
a_B	[mm]	šířka násady v bodě B
a_C	[mm]	šířka násady v bodě C
a_{DE}	[mm]	šířka uchycení na základně
a_{FG}	[mm]	šířka konce hydromotoru FG
a_{HI}	[mm]	šířka uchycení hydromotoru HI na násadě a přírubě kladiva
b_A	[mm]	šířka přírub základny v bodě A
b_B	[mm]	šířka konců výložníku v bodě B
b_C	[mm]	šířka příruby kladiva v bodě C
b_{DE}	[mm]	šířka uchycení na výložníku
b_{FG}	[mm]	šířka uchycení hydromotoru FG na výložníku a násadě
b_{HI}	[mm]	šířka uchycení hydromotoru HI na násadě a přírubě kladiva
d_A	[mm]	průměr čepu A
d_A'	[mm]	předběžný průměr čepu A
d_B	[mm]	průměr čepu B
d_B'	[mm]	předběžný průměr čepu B
d_C	[mm]	průměr čepu C
d_C'	[mm]	předběžný průměr čepu C
d_{DE}	[mm]	průměr čepů D a E
d_{DE}'	[mm]	předběžný průměr čepů D a E
d_{FG}	[mm]	průměr čepů F a G
d_{FG}'	[mm]	předběžný průměr čepů F a G
d_{HI}	[mm]	průměr čepů H a I
d_{HI}'	[mm]	předběžný průměr čepů H a I
d_{nk}	[mm]	průměr nástroje kladiva
d_{pDE}	[mm]	průměr pístnice DE
k_s	[–]	součinitel bezpečnosti
l_{nk}	[mm]	pracovní délka nástroje kladiva
m_k	[kg]	pracovní hmotnost kladiva
m_1	[kg]	hmotnost výložníku
m_2	[kg]	hmotnost násady

m_3	[kg]	hmotnost kladiva s přírubou
n	[–]	součinitel bezpečnosti svarového spoje
n_{MAX}	[ot/min]	maximální otáčky zařízení
n_u	[min ⁻¹]	počet úderů kladiva
p_{jDE}	[MPa]	jmenovitý tlak v přímočarém hydromotoru DE
p_{jFG}	[MPa]	jmenovitý tlak v přímočarém hydromotoru FG
p_{jHI}	[MPa]	jmenovitý tlak v přímočarém hydromotoru HI
p_k	[MPa]	tlak oleje v bouracím kladivu
p_{max}	[MPa]	maximální tlak v hydraulickém obvodu
$p_{1A,2A}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách čepu A
$p_{1B,2B}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách čepu B
$p_{1C,2C}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách čepu C
$p_{1DE,2DE}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách čepů D a E
$p_{1FG,2FG}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách čepů F a G
$p_{1HI,2HI}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách čepů H a I
t	[s]	doba rozběhu rotačního hydromotoru
v_p	[m/s]	rychlost výsunů pístů
x_{A-J}	[mm]	vzdálenost bodu A až J od osy y
x_{O1-O4}	[mm]	vzdálenost bodu O ₁ až O ₄ od osy y
x_{PL}	[mm]	vzdálenost bodu P _L od osy y
x_{P1-P6}	[mm]	vzdálenost bodu P ₁ až P ₆ od osy y
x_{Z1-Z4}	[mm]	vzdálenost bodu Z ₁ až Z ₄ od osy y
y_{A-J}	[mm]	vzdálenost bodu A až J od osy x
y_{O1-O4}	[mm]	vzdálenost bodu O ₁ až O ₄ od osy x
y_{PL}	[mm]	vzdálenost bodu P _L od osy x
y_{P1-P6}	[mm]	vzdálenost bodu P ₁ až P ₆ od osy x
y_{Z1-Z4}	[mm]	vzdálenost bodu Z ₁ až Z ₄ od osy x
A	[–]	bod čepu otočné základny a výložníku
B	[–]	bod čepu výložníku a násady
C	[–]	bod čepu násady a příruby kladiva
D	[–]	bod čepu otočné základny a přímočarého hydromotoru DE
D_{DE}	[mm]	průměr pístu DE
D_{FG}	[mm]	průměr pístu FG

D_{HI}	[mm]	průměr pístu HI
D_{0FG}	[mm]	předběžný průměr pístu FG
D_{0HI}	[mm]	předběžný průměr pístu HI
E	[—]	bod čepu výložníku a přímočarého hydromotoru DE
F	[—]	bod čepu výložníku a přímočarého hydromotoru FG
F_A	[N]	síla v čepu A
F_B	[N]	síla v čepu B
F_C	[N]	síla v čepu C
F_k	[tnf]	přítlak nosiče
F_{pDE}	[N]	síla na přímočarý hydromotor DE
F_{pFG}	[N]	síla na přímočarý hydromotor FG
F_{pHI}	[N]	síla na přímočarý hydromotor HI
G	[—]	bod čepu násady a přímočarého hydromotoru FG
G_1	[N]	tíhová síla od hmotnosti výložníku
G_2	[N]	tíhová síla od hmotnosti násady
G_3	[N]	tíhová síla od hmotnosti kladiva s přírubou
H	[—]	bod čepu násady a přímočarého hydromotoru HI
I	[—]	bod čepu příruby kladiva a přímočarého hydromotoru HI
I_c	[kg · m ²]	největší hmotový moment zařízení
J	[—]	bod špičky kladiva
L_0	[—]	střed tělísek hydraulické otoče
M_{kL}	[kN · m]	klopný moment působící na otoč
M_{MAX}	[N · m]	maximální krouticí moment hydraulické otoče
$O_{1,2,3,4}$	[—]	obrysové body otočné základny
P_k	[kW]	maximální hydraulický výkon kladiva
P_L	[—]	pomocný bod hydraulické otoče
P_{T1-T3}	[—]	pomocný body vzdáleností těžišť
P_{1-6}	[—]	pomocný body kinematického rozboru
Q_k	[l/min]	průtok oleje bouracím kladivem
Q_{max}	[l/min]	maximální průtok hydraulickým obvodem
Q_R	[l/min]	průtok rotačním hydromotorem
R_A	[N]	výslednice reakčních sil v čepu A
$R_{Ax,Ay}$	[N]	reakční síly v čepu A
R_B	[N]	výslednice reakčních sil v čepu B

$R_{Bx,By}$	[N]	reakční síly v čepu B
R_C	[N]	výslednice reakčních sil v čepu C
$R_{Cx,Cy}$	[N]	reakční síly v čepu C
R_e	[MPa]	mez kluzu
$R_{Lx,Ly}$	[N]	reakční síly v hydraulické otoči
S_{DE}	[mm ²]	plocha pístu DE
S_{FG}	[mm ²]	plocha pístu FG
S_{HI}	[mm ²]	plocha pístu HI
S_{mDE}	[mm ²]	plocha mezikruží pístu a pístnice DE
S_{0FG}	[mm ²]	předběžná plocha pístu FG
S_{0HI}	[mm ²]	předběžná plocha pístu HI
S_{0mFG}	[mm ²]	předběžná mezikruží pístu a pístnice DE
T_1	[—]	bod těžiště výložníku
T_2	[—]	bod těžiště násady
T_3	[—]	bod těžiště kladiva s přírubou
W_0	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
$Z_{1,2,3,4}$	[—]	obrysové body pevné základny
α	[°]	úhel mezi spojnicemi bodů A, C a A, B
α_{sv}	[°]	převodní součinitel svarového spoje
β	[°]	úhel mezi spojnicemi bodů A, B a B, C
γ	[°]	úhel mezi spojnicemi bodů B, C a A, C
ε	[s ⁻²]	maximální úhlové zrychlení zařízení
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{Dsv}	[MPa]	dovolené napětí svarového spoje
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{sv1}	[MPa]	napětí ve svarech pevné základny
σ_{sv2}	[MPa]	napětí ve svarech otočné základny
σ_{sv3}	[MPa]	napětí ve svarech výložníku
σ_{sv4}	[MPa]	napětí ve svarech násady
σ_{sv5}	[MPa]	napětí ve svarech příruby kladiva
τ_{AMAX}	[MPa]	maximální smykové napětí v čepu A
τ_{BMAX}	[MPa]	maximální smykové napětí v čepu B
τ_{CMAX}	[MPa]	maximální smykové napětí v čepu C
τ_{DEMAX}	[MPa]	maximální smykové napětí v čepech D a E

τ_{FGMAX}	[MPa]	maximální smykové napětí v čepech F a G
τ_{HIMAX}	[MPa]	maximální smykové napětí v čepech H a I
τ_{kt}	[MPa]	mez únavy ve smyku
φ_{AC}	[°]	úhel naklopení spojnice bodů A, C od vodorovné osy
φ_{DE}	[°]	úhel naklopení hydromotoru DE od vodorovné osy
φ_{FG}	[°]	úhel naklopení hydromotoru FG od vodorovné osy
φ_{HI}	[°]	úhel naklopení hydromotoru HI od vodorovné osy
φ_{z0}	[°]	počáteční úhel natočení zařízení při rozběhu
φ_{z1}	[°]	úhel natočení zařízení při rozběhu
φ_1	[°]	úhel natočení výložníku od vodorovné osy
φ_2	[°]	úhel natočení násady od vodorovné osy
φ_3	[°]	úhel natočení kladiva od svislé osy
ω_0	[s ⁻¹]	počáteční úhlová rychlost zařízení
ω_1	[s ⁻¹]	úhlová rychlost zařízení

1. Úvod

Tématem mé diplomové práce je návrh stacionárního výložníkového rozbíjecího zařízení. Toto zařízení je určené pro mobilní nebo stacionární drtiče a recyklační linky k rozbíjení nadrozměrných kusů materiálu.

Na trhu je mnoho firem vyrábějících výložníková rozbíjecí zařízení a jejich komponenty. Mnoho z těchto firem se však specializuje jen na určité typy zařízení. Některé se například zaměřují pouze na stacionární výložníková rozbíjecí zařízení, jiné na mobilní důlní rozbíjecí zařízení, pracující v omezeném prostoru, další na výložníkové konstrukce s velkými dosahy. Pro různé podmínky práce se konstrukce výložníkových rozbíjecích zařízení mohou velice lišit. Podle rozbíjeného materiálu a typu práce se mohou také lišit parametry použitého hydraulického bouracího kladiva a jeho nástroje. Proto se první část mé práce zaměřuje na přehled těchto zařízení, jejich konstrukce a také na přehled, parametry, princip a nástroje bouracích kladiv.

Z toho poté vychází uspořádání navrženého zařízení. Na něj navazuje rozměrový, kinematický a silový rozbor zařízení, který umožňuje návrh jeho rozměrů a jeho optimalizaci. Podle rozborů jsou zvoleny potřebné komponenty pro rozpohybování zařízení. Dále je navrženo schéma hydraulického obvodu a určen vhodný agregát z ucelených konstrukčních řešení, dostupných na trhu. Jsou také provedeny pevnostní kontroly důležitých částí zařízení.

Postup návrhu je průběžně kontrolován tak, aby stále splňoval zadané dosahy zařízení.

1.1 Cíle diplomové práce

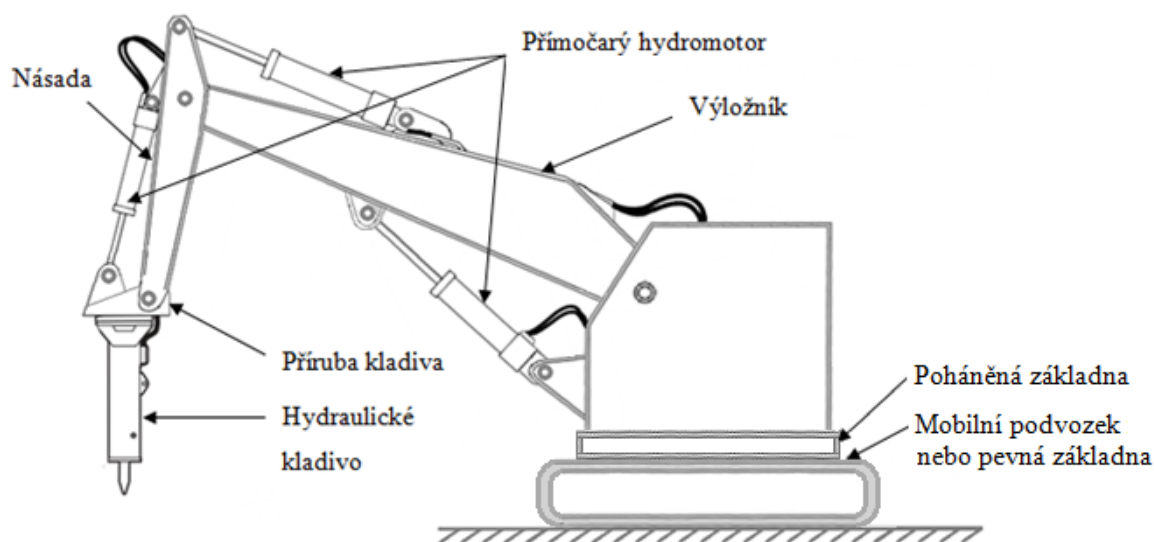
Na základě splnění zadání diplomové práce je mým hlavním cílem navrhnout stacionární výložníkové rozbíjecí zařízení pro mobilní nebo stacionární drtiče a recyklační linky, určené k rozbíjení nadrozměrných kusů materiálu na vstupu do drtiče.

Dále pak byly stanoveny tyto dílčí cíle:

- Navrhnout zařízení pro maximální hmotnost hydraulického kladiva 300kg.
- Navrhnout zařízení pro maximální hloubkový dosah 2,3m.
- Navrhnout zařízení pro maximální délkový dosah 2,7m.
- Zajistit rozsah natáčení zařízení 300 stupňů.
- Provést kinematický, rozměrový a silový rozbor konstrukce
- Provést pevnostní kontroly důležitých dílů.
- Vytvořit výkresovou dokumentaci obsahující sestavný výkres zařízení, výkres svařované podsestavy násady a sestavný výkres čepu A.

2. Výložníková rozbíjecí zařízení

Výložníková rozbíjecí zařízení jsou uložena na mobilním podvozku nebo pevné základně. Jejich dalšími částmi jsou výložník, násada, příruba kladiva a hydraulické kladivo. Zařízení se ustavuje do požadované polohy pomocí přímočarých hydromotorů a natáčí se pomocí poháněné základny (obr. 2.1).



Obr. 2.1 Popis částí výložníkového rozbíjecího zařízení

Výložníková rozbíjecí zařízení lze tedy rozdělit na mobilní a stacionární. Mobilní zařízení jsou spojena s pásovými (obr. 2.2), kolovými (obr. 2.3), kolejovými (obr. 2.4), kráčivými (obr. 2.5) nebo plovoucími podvozky (obr. 2.6). Stacionární zařízení (obr. 2.7) jsou většinou přišroubovány k ocelovému koši s výztuhami, který je zabetonován. Tak jsou pevně ukotveny na jednom místě. Tyto zařízení lze také rozdělit podle typu provozu do lehké, střední a těžké řady.

Výložníková rozbíjecí zařízení se používají pro:

- Stavby dopravních cest a tunelů, (železnice, silniční doprava, vodní koridory)
- Bourací a výkopové práce
- Odstraňování zbytkového materiálu z kokil
- Dobývání kameniva, zmenšování vstupního materiálu pro drcení

Výrobci mobilních výložníkových zařízení jsou např.: CASE, CAT, CATER PILLAR, HITACHI, KOMATSU, SANY, VOLVO a další.

Výrobci stacionárních výložníkových zařízení jsou např.: DAVON, METSO, OSBORN, ROCK-TECH, SANDVIK, Trading BFBT, TRAMAC a další.



Obr. 2.2 Mobilní zařízení s pásový podvozkem [3]



Obr. 2.3 Mobilní zařízení s kolovým podvozkem [9]



Obr. 2.4 Mobilní zařízení s kolejovým podvozkem [15]



Obr. 2.5 Mobilní zařízení s kráčivým podvozkem [21]



Obr. 2.6 Mobilní zařízení s plovoucím podvozkem [11]



Obr. 2.7 Extra heavy - duty RK5 Line [20]

Pro speciální situace jsou vyžadována speciální výložníková zařízení. Mezi ně patří zařízení označovaná long front, long reach a high reach. Z jejich názvu vyplývá, že jsou to zařízení s posunutými oblastmi dosahu a s velkými délkovými a výškovými dosahy.

Posunuté oblasti dosahu se především využívají k vymezení určité bezpečné pracovní vzdálenosti, k obejití překážky nebo k přizpůsobení zařízení pro práce v omezeném prostoru. Konstrukčně se tohoto docílí prodloužením výložníku nebo násady (obr. 2.8).

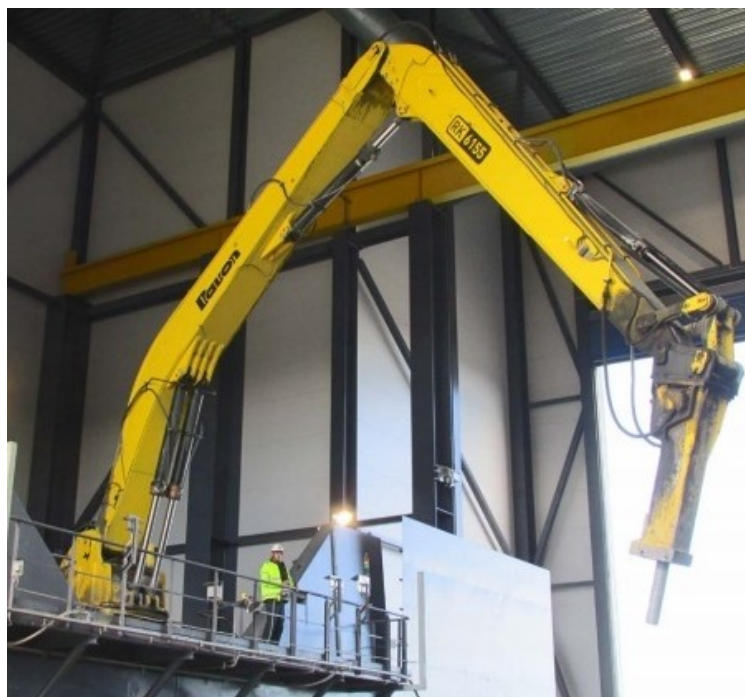
Stacionární zařízení velkých délkových dosahů (obr. 2.9) se používají ke zmenšování vstupního materiálu pro drcení na roštích velkých ploch. Mobilní zařízení velkých délkových dosahů jsou spíše vhodná pro čištění a výkopy říčních koryt (obr. 2.10) nebo pro sekání trávy a kácení stromů na svazích kolem silnic. Existují ale i mobilní konstrukce bez násady s teleskopickými natáčecími rameny, určené pro velké délkové dosahy v omezeném prostoru (obr. 2.11). Ty se používají například při ražení tunelů nebo při výkopových pracích pod nízkými a dlouhými mosty.

Mobilní výložníková bourací zařízení s velkými výškovými dosahy se využívají především k demolici budov a mostů (obr. 2.12). Stacionární zařízení s velkým výškovým dosahem se takřka nepoužívají.

Velkých dosahů výložníkových zařízení se podle pracovního nástroje a dalších okolností konstrukčně dosahuje prodloužením výložníku a násady nebo také konstrukcemi s vloženým podélným (obr. 2.13) nebo trojúhelníkovým výložníkem (obr. 2.14).



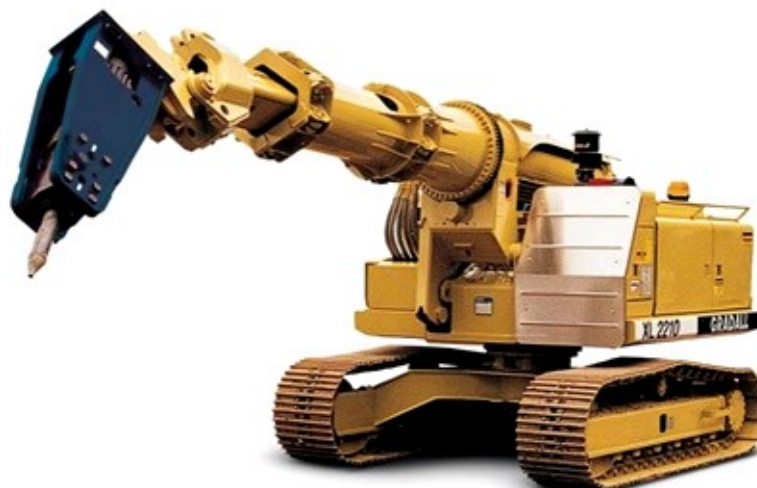
Obr. 2.8 Zřízení s posunutou oblastí dosahu [14]



Obr. 2.9 Stacionární rozbíjecí zařízení Super heavy - duty RK6 Line firmy DAVON [20]



Obr. 2.10 Mobilní zařízení velkého délkového dosahu firmy VOLVO [14]



Obr. 2.11 Mobilní zařízení GRADAL s teleskopickými natáčecími rameny [26]



Obr. 2.12 Mobilní rozbíjecí zařízení velkého výškového dosahu firmy KOMATSU [4]



Obr. 2.13 Konstrukce s vloženým podélným výložníkem [4]



Obr. 2.14 Konstrukce s vloženým trojúhelníkovým výložníkem [23]

3. Konstrukce stacionárních výložníkových rozbíjecích zařízení

Prvním typem konstrukce je rozbíjecí zařízení s naklápěcím výložníkem a násadou, která se z něj vysouvá. Naklápění výložníku a výsun násady je zajištěn přímočarými hydromotory. Kladivo je umístěno na kyvné přírubě. Zařízení je primárně určeno pro malé rozsahy otáčení (obr. 3.1). Tato rozbíjecí zařízení mají mnohem větší délkový dosah než hloubkový. Slouží k povrchovému rozbíjení nadrozměrného materiálu. Nejčastěji se umísťují na pojízdné stanice v kamenolomech.



Obr. 3.1 Light - duty RK1 Line [20]

Dalším typem je rozbíjecí zařízení s naklápěcím výložníkem, naklápěcí násadou a naklápěcí přírubou kladiva. Existují různé varianty provedení. Jejich výložníky jsou rovné nebo prohnuté. Prohnuté výložníky pomáhají zvyšovat hloubkové dosahy zařízení. Tvarem se liší i násady. Jsou také rovné nebo prohnuté, navíc jsou však umístěny na výložník s přesahem nebo bez něj. Násady umístěné bez přesahu lze více naklápět. Využívají se pro větší minimální vzdálenosti, protože vyžadují větší prostor pro přímočaré hydromotory, umístěné v jejich spodní části. Příruba umožňuje naklápění kladiva vůči násadě. Mezi ni a kladivo lze vložit nástavec sloužící ke zvětšení hloubkových dosahů. Přímočaré hydromotory zajišťují naklápění těchto částí. Jejich umístění a počet se liší v závislosti na tvaru částí zařízení. Celá zařízení tohoto typu se mohou natáčet pomocí kyvné základny poháněné dvěma přímočarými hydromotory nebo pomocí hydraulické otoče s rotačními nebo kyvnými motory. Hydraulické otoče s rotačními hydromotory jsou vyráběny se šnekovým soukolím nebo se soukolím s přímými zuby. Jejich výhodou je velký rozsah natáčení, který je omezen pouze rozvodem hadic hydraulického systému. Některé varianty zařízení lze vidět na obr. 3.2 a obr. 3.3.



Obr. 3.2 Light - duty RK2 Line [20]



Obr. 3.3 Extra heavy - duty RK5 Line [20]

4. Bourací kladiva

Bourací kladiva slouží k rozpojování materiálu úderem o vysoké frekvenci a velké energii. Pro maximální využití energie úderu je zapotřebí dostatečná tuhost a pohyblivost ramen zařízení, na kterém je kladivo připevněno.

Mezi nejznámější výrobce hydraulických závěsných kladiv patří firmy: ATLAS COPCO, BOBCAT, CATERPILLAR, DAEMO, KRUPP, MSB, RAMMER, ROCKTECH, STELCO, VOLVO a další.

4.1 Konstrukce a vývoj bouracích kladiv

Bourací kladiva prošla vývojem od kladiv nárazových ke kladivům příklepovým. Dnes pod pojmem nárazové kladivo lze nalézt především kladiva sloužící ke vtlačování výztuh a nosníků do podloží při stavbě nosných konstrukcí staveb (obr. 4.1). Pojem závěsná hydraulická bourací kladiva dnes tedy označuje výhradně kladiva s příklepovým principem (obr. 4.2). Typickým znakem těchto kladiv je, že při jejich úderu musí být hrot nástroje v kontaktu s rozpojovaným materiálem.



Obr. 4.1 Nárazové kladivo JUNTTAN[19]



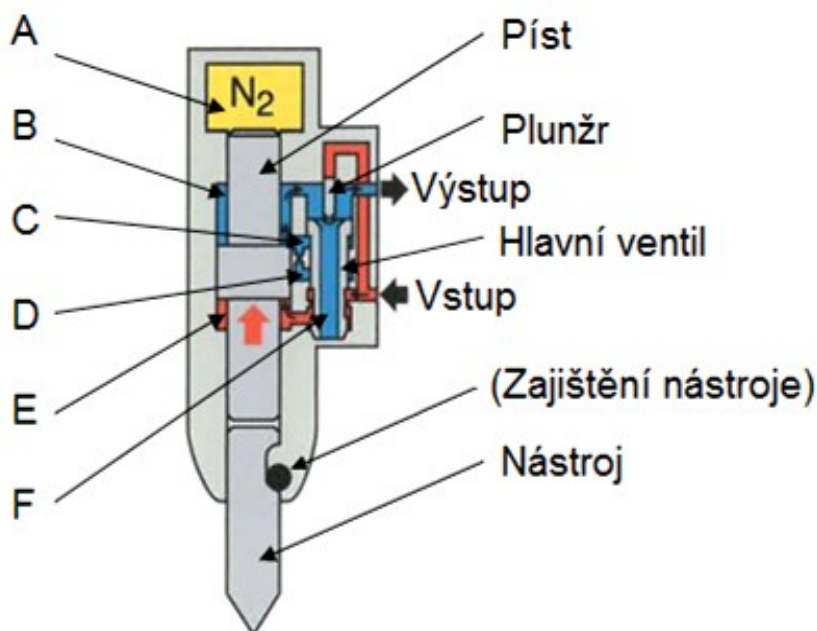
Obr. 4.2 Příklepové kladivo ATLAS COPCO[19]

První příklepová bourací kladiva vycházela z konstrukce příklepové části hydraulických vrtacích kladiv. Úder i zpětný zdvih kladiv závisel pouze na tlaku hydraulické kapaliny.

Později byla konstrukce doplněna o dusíkový akumulátor. Tlak dusíku zde pomáhá hydraulickému mediu ve vyvození potřebné síly úderu a akumuluje energii vyvozenou následným zpětným rázem. Akumulovanou energii poté využívá při dalším úderu kladiva. Kombinaci tlaku hydraulického oleje a tlaku dusíku poprvé využila firma Krupp u konstrukce kladiva HM 800. Zde se tlak dusíku podílel na vyvození úderu asi z jedné třetiny.

Další vývoj těchto kladiv vedl ke zvyšování plnicího tlaku dusíku až na 2 MPA. Tím se zvýšil podíl tlaku dusíku na velikosti vyvozeného úderu kladiva. V současné době firma Atlas Copco používá k získání energie úderu až 80% energie akumulované v tlakovém dusíkovém zásobníku. Zbývající část dodává hydraulický systém nosiče. Tím je zaručena konstantní energie úderu, která je takřka nezávislá na technickém stavu a spotřebě hydraulického média.

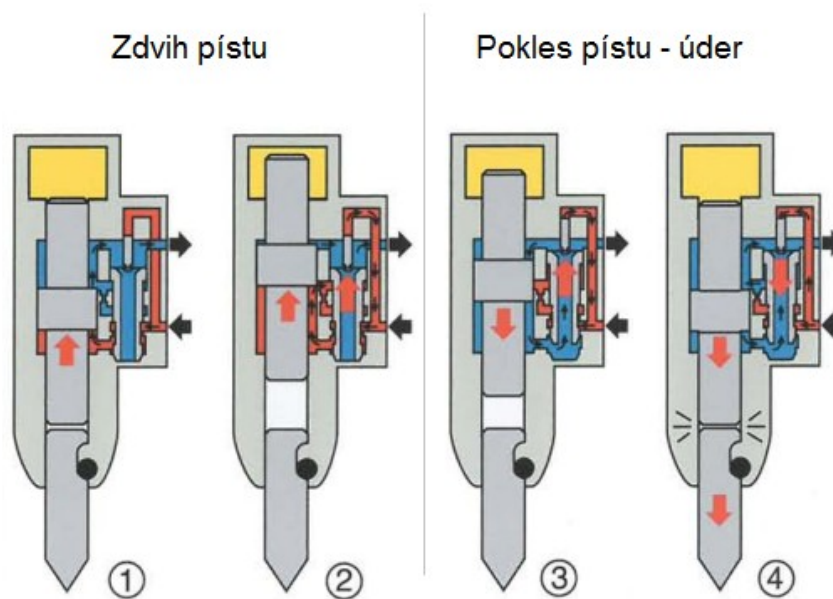
Schéma a popis vnitřního uspořádání novodobých bouracích kladiv je na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Vnitřní uspořádání hydraulického kladiva [24]

4.2 Princip činnosti novodobých bouracích kladiv

Princip činnosti novodobých bouracích kladiv popisuje obr. 4.4.



Obr. 4.4 Princip činnosti bouracího kladiva kladiva [24]

1. Otevřením ovládacího ventilu proudí hydraulický olej do obvodu kladiva. Ten je přiveden na plochu plunžru a přes hlavní ventil, který je stlačován ke dnu pouzdra, do prostoru E. Tlak oleje v prostoru E roste a způsobí pohyb pístu vzhůru. Zároveň tak dochází ke stlačování dusíku v prostoru A. Olej v prostoru nad pístem (prostor B) odtéká výstupním kanálkem zpět do nádrže.
2. Pohybem pístu dojde ke spojení prostoru E s prostorem C kolem hlavního ventilu. Protože je plocha hlavního ventilu v prostoru C větší než plocha plunžru, dojde k jeho nadzdvihnutí.
3. Nadzdvížením hlavního ventilu dojde ke spojení prostoru E s vnitřním prostorem hlavního ventilu F. Tlak v prostoru E tak klesá na tlak odpadního potrubí. Pak stlačený dusík v prostoru A způsobí klesání pístu. Tak se spojí přívod hydraulického oleje s prostorem D a zablokuje se prostor C. Hydraulický olej proudí do prostoru C. Tím se zvedá hlavní ventil vzhůru do jeho krajní polohy, a tak je umožněn odtok oleje z komory E.
4. Jakmile píst dostatečně klesne, dojde nad jeho horní plochou pístu ke spojení prostoru C s B, který je spojen s odpadním potrubím. Tak v prostoru C kolem hlavního ventilu klesne tlak. Vtékající olej však stále působí na plunžr a zatlačí tak hlavní ventil zpět dolů. Pak se celý proces opakuje.

4.3 Parametry kladiv

Bourací kladiva se rozdělují do lehké (SB – small breakers), střední (MB - middle breakers) a těžké (HB – heavy breakers) řady. Základními parametry bouracích kladiv jsou provozní hmotnost, přítlak nosiče, energie úderu, počet úderů za minutu, průtok oleje, tlak oleje a maximální hydraulický výkon. Dalšími údaji jsou průměr a základní délka nástroje.

Provozní hmotnost kladiva a přítlak nosiče určují na jak těžké a výkonné pracovní stroje lze kladivo umístit.

O vhodném počtu úderů za minutu a velikosti energie úderu rozhoduje rozpojovaný materiál. U bouracích kladiv se s rostoucí frekvencí úderu snižuje energie úderu. Pro rozpojování měkkých materiálů, např. betonu, je vhodná vysoká frekvence úderů, naopak pro rozpojování tvrdých materiálů, např. žuly, je vhodná velká energie úderu. U kvalitních kladiv je možno měnit frekvenci úderů a tím i velikost energie úderu za chodu kladiva. Firma Atlas Copco však rozšířila tuto možnost o automatické rozpoznání vlastností rozbíjeného materiálu. Jejich kladiva řady SB a MB automaticky upravují frekvenci a energii úderu tak, aby došlo k co nejrychlejšímu rozbití materiálu.

S energií úderu je spjat i zpětný ráz kladiva. Energie zpětného rázu je však tlumena a akumulována pomocí konstrukce a principu kladiva a využívána pro následující ráz (viz kapitola konstrukce a vývoj bouracích kladiv). Tuto vlastnost můžeme u kladiv nalézt pod pojmem EnergyRecovery. Takto takřka nedochází k přenosu zpětného rázu do konstrukce nosného zařízení.

Dalšími možnými vlastnostmi kvalitních bouracích kladiv jsou tzv. VibroSilence, AutoStart a ContiLube. VibroSilence, které označují odhlučnění bouracího kladiva a snížení přenášených vibrací pomocí pružných prvků, umístěných uvnitř kladiva mezi jeho úderovým mechanismem a pouzdrem. AutoStart je funkce kladiva, která umožňuje automatické spuštění kladiva po vyvození potřebného přítlaku. Zrychluje tak práci a zajišťuje, aby nedocházelo k úderům kladiva naprázdno. ContiLube je označení pro systém automatického promazávání kladiva. [22]

Hydraulické parametry kladiva společně s dalšími hydraulickými prvky nosného zařízení určují nutné parametry hydraulického agregátu.

4.4 Nástroje bouracích kladiv

Nástroje pro hydraulická kladiva jsou vyráběny ze speciálních ocelí a tepelně zpracovány pro dosažení maximální tvrdosti, rázové houževnatosti a trvanlivosti potřebné k práci v nejtěžších podmínkách. Tvar nástroje závisí na vlastnostech rozpojovaném materiálu a typu práce. Lze vybírat ze základních tvarů nástrojů. Většina výrobců však také nabízí možnost výroby i vlastního tvaru nástroje, tím je ale jeho cena navýšena. [5]

Zde je přehled základních tvarů nástrojů a jejich použití:

Kuželový hrot

- dobře proniká materiálem
- pravidelné rozložení štěpení do všech směrů

Použití pro všeobecné demoliční práce. [13]

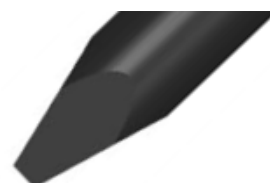


Obr. 4.5 Kuželový hrot [6]

Pyramidový hrot

- dobře proniká materiálem
- rozložení štěpení do čtyř směrů (ve směru hran)

Použití pro demoliční práce (zvýšená vylamovací síla). [13]

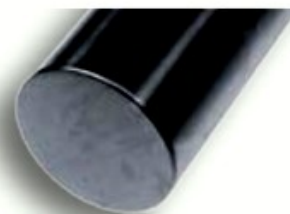


Obr. 4.6 Pyramidový hrot [10]

Tupý tlouk

- dobrý bourací účinek
- rozložení bourací energie do všech směrů

Použití např. pro sekundární lámání kamene, pro drážkování v dolech a tunelech. [13]



Obr. 4.7 Tlouk [6]

Sekáč

- dobře proniká materiálem
- rozložení štěpení do dvou směrů

Použití např. při hloubení a drážkování, pro odsekávání asfaltu. Široké sekáče zvyšují produktivitu práce, ale rychleji se opotřebovávají. [13]



Obr. 4.8 Základní typy sekáčů [6]

5. Návrh stacionárního výložníkového bouracího zařízení

Navržené stacionární výložníkové bourací zařízení (obr. 5.1) je zadáním určeno pro menší dosahy, kde délkový dosah kolmým kladivem je větší než hloubkový. Proto volím konstrukci s přímým výložníkem a přímou násadou jej přesahující. Přírubu volím bez nástavce, přímo napojenou na kladivo. Volím tři přímočaré hydromotory firmy Hydraulics. První z nich, umístěný vespod výložníku, zajišťuje naklápění výložníku vůči základně. Druhý je umístěný seshora výložníku a zajišťuje naklápění násady. Třetí přímočarý hydromotr, umístěný seshora násady, slouží k naklápění příruby s kladivem. Volím hydraulické bourací kladivo firmy Atlas Copco. Protože je zadán rozsah natáčení zařízení 300°, volím základnu s otočí a rotačním hydromotorem firmy IMO.



Obr. 5.1 Vlastní návrh stacionárního výložníkového rozbíjecího zařízení

5.1 Volba bouracího kladiva

Dle zadané maximální váhy kladiva 300kg volím hydraulické bourací kladivo SB 302 firmy Atlas copco, jehož parametry jsou v tab. 5.1. Kladivo má o 20% nižší hmotnost než kladiva stejné řady jiných výrobců. Velkou předností je také tělo kladiva vyrobené z jednoho odlitku. Právě tento aspekt zvyšuje odolnost kladiva a jeho životnost. Rozvodný ventil technologie Krupp zajišťuje vysokou frekvenci úderů. Kladivo je ve své řadě konstruováno i s největší energií úderu. Systém EnergyRecovery rekuperuje až 80% energie předchozího úderu a využívá ji pro následující úder.

Další vlastnosti VibroSilence, AutoStart a ContiLube zajišťují snížení přenášených vibrací do nosného zařízení na minimum, dále také snížení hlučnosti, ochranu proti úderu naprázdno a automatické promazávání kladiva. Kladivo je také vybaveno systémem pro automatické rozpoznání rozpojovaného materiálu a má patentovaný systém rychlé výměny nástroje. [22], [25]

Tab. 5.1 Parametry zvoleného bouracího kladiva SB 302 [12]

Provozní hmotnost	m_k [kg]	300
Přítlak nosiče	F_k [tnf]	4,5 - 9
Počet úderů	n_u [1/min]	600 - 1400
Průtok oleje	Q_k [l/min]	50 - 80
Tlak oleje	p_k [bar]	100 - 150
Max. hydraulický výkon	P_k [kW]	20
Průměr nástroje	d_{nk} [mm]	80
Pracovní délka nástroje	l_{nk} [mm]	470



Obr. 5.2 SB 302 [25]

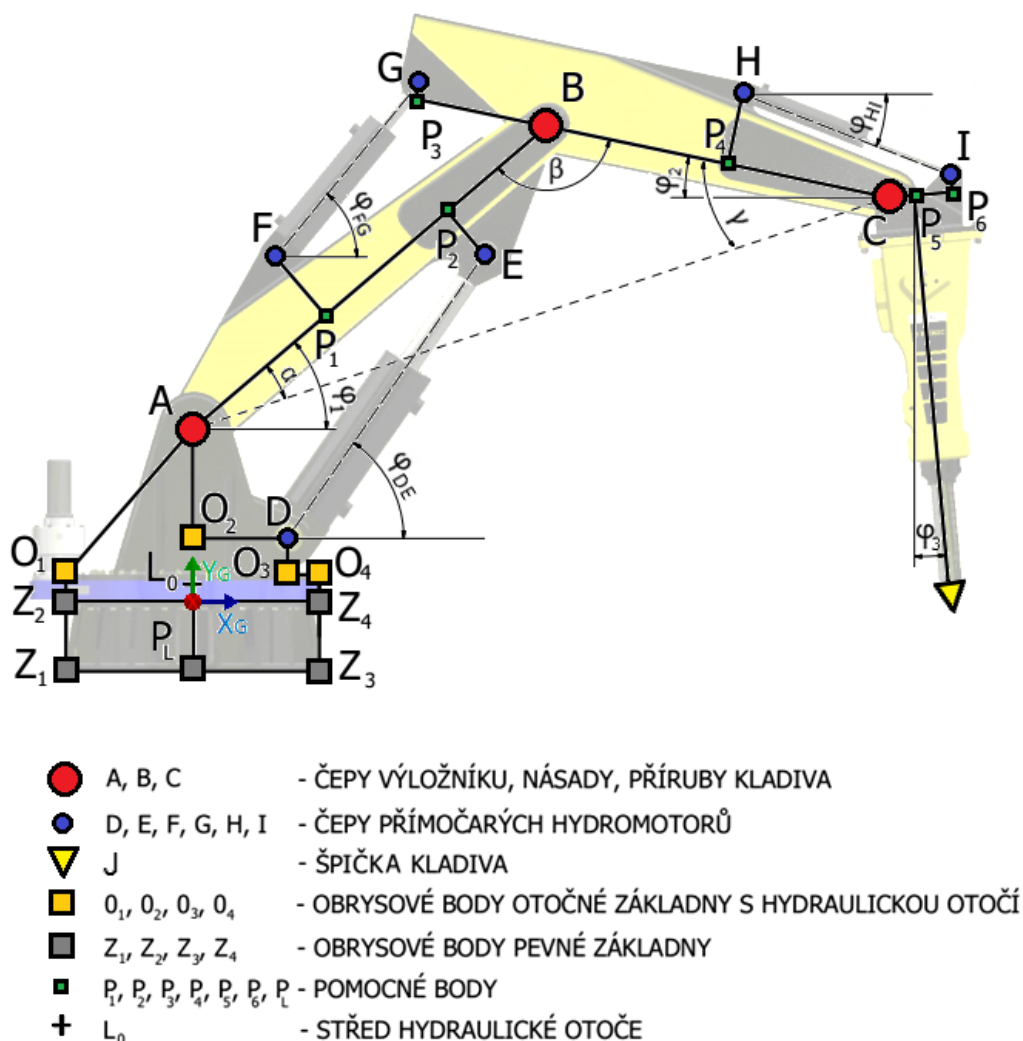
Z hlediska návrhu konstrukce nosného zařízení pro toto kladivo je vhodné znát i bezpečnostní pokyny pro práci s tímto kladivem.

Pracovní teplota kladiva je v rozmezí -20° až 80° . Nástroj kladiva má pracovat vždy kolmo k bouranému objektu. Postup bourání je vždy od okraje ke středu materiálu. Při bourání kladivo nesmí setrvávat na jednom místě déle než 15 sekund, nelze-li daný objekt rozbourat, musí být kladivo přesunuto. Kladivo nelze používat k páčení. Je nutné dodržovat správný tlak oleje v kladivu. Je nevhodné pracovat s kladivem, pokud jsou přímočaré motory ramen nosného zařízení v koncových polohách, může dojít k porušení přímočarých motorů. Je zakázáno kladivem přesouvat předměty nebo na kladivo předměty zavěšovat. [5]

6. Rozměrový, kinematický a silový rozbor bouracího zařízení

Nejprve jsem ze známých dosahů a délek vytvořil výpočet hrubého odhadu délek výložníku a násady v programu Excel. Pro zobrazení vhodného okruhu řešení jsem do programu vložil podmínku, kdy výložník je větší nebo roven násadě (z důvodu požadovaného většího délkového dosahu než hloubkového). Dále jsem výsledky omezil podmínkou maximální délkové odchylky výložníku od násady. Přidal jsem i omezení maximální odchylkou od požadované dosahované délky. Ta je nutná, protože při dosahovaných vzdálenostech nemohou výložník a násada z konstrukčních důvodů svírat úhel 180° .

Jelikož bylo nezbytné zkoumat zařízení ve více polohách, provedl jsem jeho kinematický rozbor. Jako vložené hodnoty jsem zvolil souřadnice špičky kladiva a úhel naklonění kladiva od svislé globální roviny. Pro zpřehlednění výpočtu a usnadnění kontroly jsem provedl výpočet globálních souřadnic vybraných bodů viz příloha A. Kinematické schéma se zobrazením potřebných bodů je na obr. 6.1.



Obr. 6.1 Kinematika zařízení

Tyto body jsem doplnil o další a pro vizuální kontrolu polohy vytvořil proměnný graf, zobrazující polohy vybraných bodů zařízení pro zadání z kinematického rozboru.

Délky potřebné pro výpočet souřadnic bodů a výsledky kinematického rozboru jsou odečteny z výsledného modelu zařízení v programu Invetor (viz příloha D a E).

Výpočet pomocné vzdálenosti $|AC|$ a úhlu φ_{AC} :

$$|AC| = \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2} \quad (6.1)$$

$$\varphi_{AC} = \arctg \frac{y_C - y_A}{x_C - x_A} \quad (6.2)$$

Výpočet úhlů pomocného trojúhelníku ABC:

$$\alpha = \arccos \frac{|AB|^2 + |AC|^2 - |BC|^2}{2 \cdot |AB| \cdot |AC|} \quad (6.3)$$

$$\beta = \arccos \frac{|AB|^2 + |BC|^2 - |AC|^2}{2 \cdot |AB| \cdot |BC|} \quad (6.4)$$

$$\gamma = \arccos \frac{|AC|^2 + |BC|^2 - |AB|^2}{2 \cdot |AC| \cdot |BC|} \quad (6.5)$$

Výpočet úhlů natočení výložníku vůči globálním vodorovné rovině:

$$\varphi_1 = \alpha + \varphi_{AC} \quad (6.6)$$

Výpočet úhlů natočení násady vůči globálním vodorovné rovině:

$$\varphi_2 = \gamma - \varphi_{AC} \quad (6.7)$$

Kontroly výpočtu úhlů kinematického rozboru:

$$\alpha + \beta + \gamma = 180^\circ$$

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \beta = 180^\circ$$

Výpočet úhlů naklopení přímočarých hydromotorů:

$$\varphi_{DE} = \arctg \frac{y_E - y_D}{x_E - x_D} \quad (6.8)$$

$$\varphi_{FG} = \arctg \frac{y_G - y_F}{x_G - x_F} \quad (6.9)$$

$$\varphi_{HI} = \arctg \frac{y_H - y_I}{x_I - x_H} \quad (6.10)$$

Výpočet délek, které musí mít vysunutý/zasunutý přímočarý hydromotor pro danou pozici:

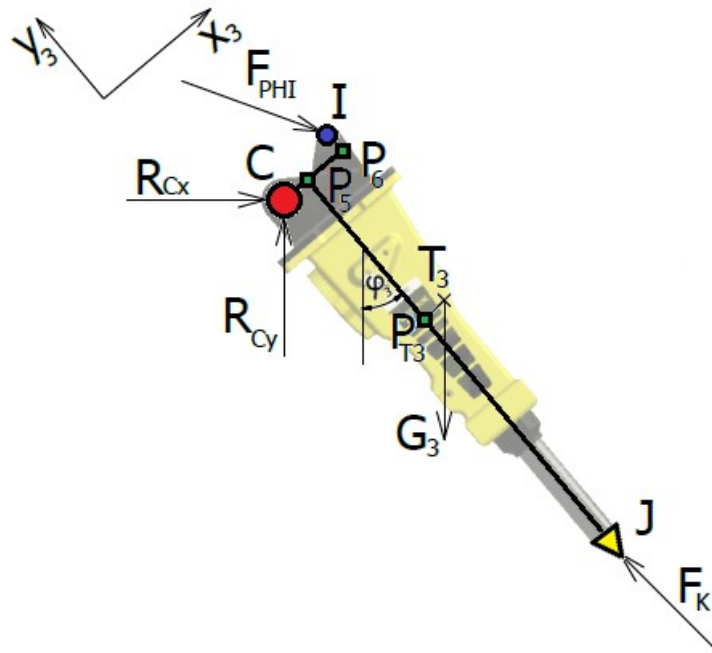
$$|DE| = \sqrt{(x_E - x_D)^2 + (y_E - y_D)^2} \quad (6.11)$$

$$|FG| = \sqrt{(x_G - x_F)^2 + (y_G - y_F)^2} \quad (6.12)$$

$$|HI| = \sqrt{(x_I - x_H)^2 + (y_H - y_I)^2} \quad (6.13)$$

Na základě rozměrového a kinematického rozboru jsem provedl statický výpočet sil. Ten jsem také zanesl do programu Excel pro výpočet sil v různých polohách zařízení. Tento rozbor slouží především pro další návrh a kontrolu součástí a komponent zařízení.

Těleso 3 KLADIVO



Obr. 6.2 Silový rozbor kladiva a jeho příruby

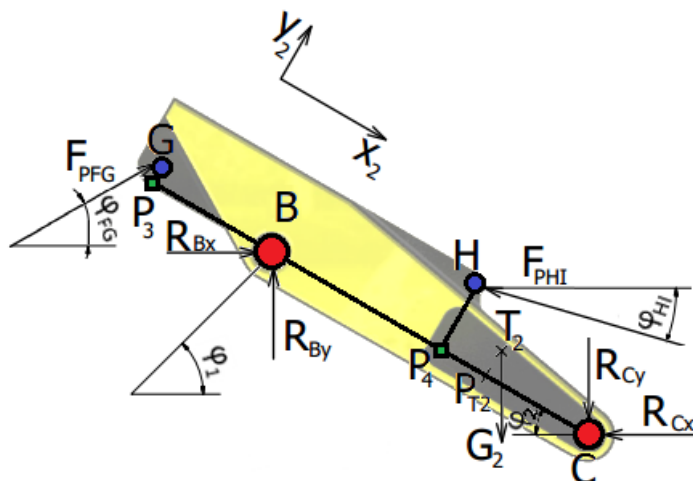
$$\begin{aligned} \sum M_{IC} = & F_k \cdot |CP_5| - F_{pHI} \cdot [\cos\varphi_{HI} \cdot (|CP_6| \cdot \sin\varphi_3 + |P_6I| \cdot \cos\varphi_3) + \\ & + \sin\varphi_{HI} \cdot (|CP_6| \cdot \cos\varphi_3 - |P_6I| \cdot \sin\varphi_3)] - G_3 \cdot (|CP_5| \cdot \cos\varphi_3 + |P_5P_{T3}| \cdot \sin\varphi_3 + \\ & + |P_{T3}T_3| \cdot \cos\varphi_3) = 0 \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\sum F_{ix} = -F_k \cdot \sin\varphi_3 + F_{pHI} \cdot \cos\varphi_{HI} + R_{Cx} = 0 \quad (6.15)$$

$$\sum F_{iy} = F_k \cdot \cos\varphi_3 - F_{pHI} \cdot \sin\varphi_{HI} + R_{Cy} - G_3 = 0 \quad (6.16)$$

Vyjádření sil F_{pHI} , R_{Cx} a R_{Cy} viz příloha B, souřadnice těžišť a hmotností viz příloha E.

Těleso 2 NÁSADA



Obr. 6.3 Silový rozbor násady

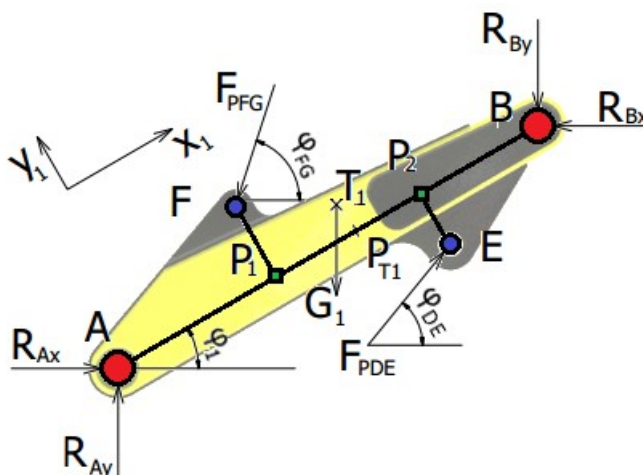
$$\begin{aligned} \sum M_{iB} = & F_{pHI} \cdot [\cos\varphi_{HI} \cdot (|P_4H| \cdot \cos\varphi_2 - |BP_4| \cdot \sin\varphi_2) + \sin\varphi_{HI} \cdot (|P_4H| \cdot \sin\varphi_2 + \\ & + |BP_4| \cdot \cos\varphi_2)] - F_{pFG} \cdot [\cos\varphi_{FG} \cdot (|BP_3| \cdot \sin\varphi_2 + |GP_3| \cdot \cos\varphi_2) + \sin\varphi_{FG} \cdot \\ & \cdot (|BP_3| \cdot \cos\varphi_2 - |GP_3| \cdot \sin\varphi_2)] - R_{Cx} \cdot |BC| \cdot \sin\varphi_2 - R_{Cy} \cdot |BC| \cdot \cos\varphi_2 - \\ & - G_2 \cdot (|BP_{T2}| \cdot \cos\varphi_2 + |P_{T2}T_2| \cdot \sin\varphi_2) = 0 \end{aligned} \quad (6.17)$$

$$\sum F_{ix} = R_{Bx} - F_{pHI} \cdot \cos\varphi_{HI} - R_{Cx} + F_{pFG} \cdot \cos\varphi_{FG} = 0 \quad (6.18)$$

$$\sum F_{iy} = R_{By} - R_{Cy} - G_2 + F_{pHI} \cdot \sin\varphi_{HI} + F_{pFG} \cdot \sin\varphi_{FG} = 0 \quad (6.19)$$

Vyjádření sil F_{pFG} , R_{Bx} a R_{By} viz příloha B, souřadnice těžišť a hmotností viz příloha E.

Těleso 1 VÝLOŽNÍK



Obr. 6.4 Silový rozbor výložníku

$$\begin{aligned} \sum M_{iA} = & R_{By} \cdot |AB| \cdot \cos\varphi_1 + R_{Bx} \cdot |AB| \cdot \sin\varphi_1 - G_1 \cdot (|AP_{T1}| \cdot \cos\varphi_1 - |P_{T1}T_1| \cdot \sin\varphi_1) - \\ & - F_{pFG} \cdot [\sin\varphi_{FG} \cdot (|AP_1| \cdot \cos\varphi_1 - |P_1F| \cdot \sin\varphi_1) - \cos\varphi_{FG} \cdot (|AP_1| \cdot \sin\varphi_1 + \\ & + |P_1F| \cdot \cos\varphi_1)] + F_{pDE} \cdot [\sin\varphi_{DE} \cdot (|AP_2| \cdot \cos\varphi_1 + |P_2E| \cdot \sin\varphi_1) - \\ & - \cos\varphi_{DE} \cdot (|AP_2| \cdot \sin\varphi_1 - |P_2E| \cdot \cos\varphi_1) = 0 \end{aligned} \quad (6.20)$$

$$\sum F_{ix} = R_{Ax} - R_{Bx} - F_{pFG} \cdot \cos\varphi_{FG} + F_{pDE} \cdot \cos\varphi_{DE} = 0 \quad (6.21)$$

$$\sum F_{iy} = R_{Ay} - R_{By} - F_{pFG} \cdot \sin\varphi_{FG} - G_1 + F_{pDE} \cdot \sin\varphi_{DE} = 0 \quad (6.22)$$

Vyjádření sil F_{pDE} , R_{Ax} a R_{Ay} viz příloha B, souřadnice těžišť a hmotností viz příloha E.

Prošel jsem všechny možné pozice zařízení a pomocí těchto rovnic našel maximální hodnoty jednotlivých sil. Tyto maxima dále vstupují do návrhu a kontroly komponent zařízení. Přesný výpis poloh v níž byly nalezeny maxima viz příloha C. Maximální hodnoty sil jsou dány tab. 6.1.

Tab. 6.1 Maximální hodnoty sil a momentu

R_{Cx}	49 148 N
R_{Cy}	38 401 N
R_C	53 679 N
F_{pHI}	43 165 N
R_{Bx}	148 612 N
R_{By}	134 436 N
R_B	162 579 N
F_{pFG}	133 331 N
R_{Ax}	261 259 N
R_{Ay}	95 488 N
R_A	264 959 N
F_{pDE}	277 963 N
M_{KL}	108 297 N·m
R_{Lx}	43 474 N
R_{Ly}	35 636 N

7. Návrh a volba komponent

Tato kapitola se zaměřuje na návrh a volbu přímočarých hydromotorů, volbu otoče a jejího hydromotoru, návrh hydraulického obvodu a návrh ukotvení.

7.1 Volba otoče

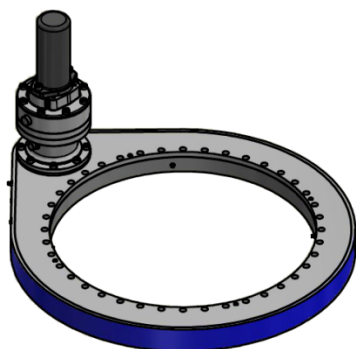
Volím ložiskovou otoč SP-M 0741/2-05894 firmy IMO. Základními parametry pro návrh otoče jsou maximální klopný moment M_{KL} a příslušné axiální zatížení R_{Lx} . Hlavní parametry otoče jsou dány tabulkou 7.1.

Tab. 7.1 Parametry hydraulické otoče [18]

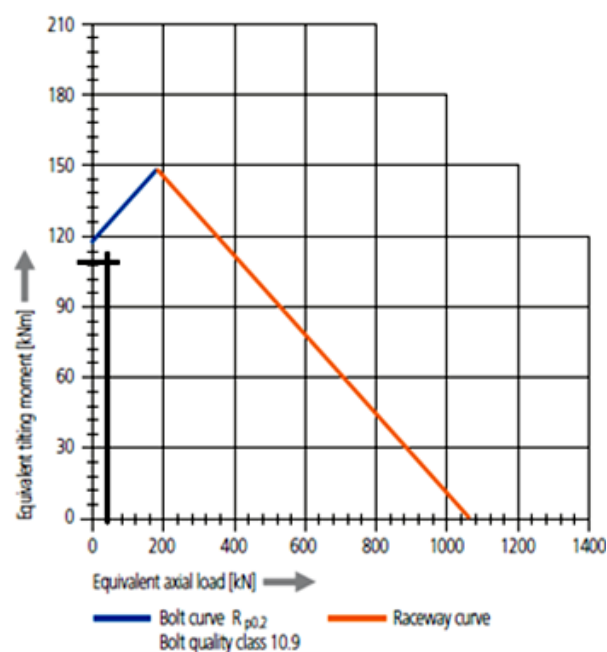
Drawing reference number SP-M 0741/2-05894			
Module	m	[mm]	6
Number of teeth, wheel	z_2	[-]	138
Number of teeth, pinion	z_1	[-]	15
Overall gear ration	i	[-]	39.19
Maximum torque	$M_{d\max}$	[Nm]	17760
Nom. torque SF = 1 at n = 5 rpm	$M_{d\text{nom}}$	[Nm]	13744
Maximum holding torque*	M_h	[Nm]	17760
Static load rating, radial	$C_{o\text{rad}}$	[kN]	456
Static load rating, axial	$C_{o\text{ax}}$	[kN]	1066
Dynamic load rating, radial	C_{rad}	[kN]	194
Dynamic load rating, axial	C_{ax}	[kN]	195
Weight		[kg]	140

hydraulic motor 2-200

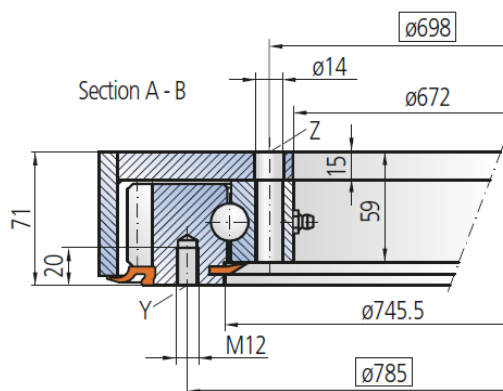
Pressure differential	Δp	[bar]	190
Oil flow	Q	[l/min]	43
Output speed	n	[min ⁻¹]	5
Maximum achievable torque	M_d	[Nm]	17760



Obr. 7.2 Konstrukce otoče



Obr. 7.1 Graf maximálního zatížení otoče [18]



Obr. 7.3 Připojovací rozměry otoče [18]

Výpočet klopného momentu na otoč:

$$M_{KL} = -R_{Ay} \cdot (|L_1 Z_4| - |O_3 O_4| - |DO_2|) + R_{Ax} \cdot (|AO_2| + |DO_3| + |O_4 Z_4| - |L_0 L_1|) - F_{pDE} \cdot \sin \varphi_{DE} \cdot (|L_1 Z_4| - |O_3 O_4|) + F_{pDE} \cdot \cos \varphi_{DE} \cdot (|O_4 Z_4| + |DO_3| - |L_0 L_1|) \quad (7.1)$$

Výpočet radiálních a axiálních sil:

$$\sum F_{ix} = -R_{Ax} + F_{pDE} \cdot \cos \varphi_{DE} + R_{Lx} = 0 \quad (7.2)$$

$$R_{Lx} = R_{Ax} - F_{pDE} \cdot \cos \varphi_{DE}$$

$$\sum F_{iy} = -R_{Ay} + F_{pDE} \cdot \sin \varphi_{DE} + R_{Ly} = 0 \quad (7.3)$$

$$R_{Ly} = R_{Ay} - F_{pDE} \cdot \sin \varphi_{DE}$$

Body určující umístění otoče vzhledem ke globálnímu souřadnému systému:

$$P_L$$

$$x_{PL} = x_{Z4} - |P_L Z_4|$$

$$y_{PL} = y_{Z4}$$

$$L_0$$

$$x_{L0} = x_{PL}$$

$$y_{L0} = y_{PL} + |L_0 P_L|$$

Tyto obecné rovnice byly vloženy do programu Excel a nalezen největší klopný moment a jemu příslušná axiální síla. Pro největší axiální sílu je hodnota klopného momentu malá (viz příloha C).

Největší klopný moment:

$$M_{KL} = 108,297 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Příslušná axiální síla:

$$R_{Lx} = 11,4 \text{ kN}$$

Kontrola rozběhu motoru hydraulické otoče:

Hydraulická otoč se dodává s rotačním hydromotorem označení 2-200. Tento motor zajišťuje otáčení celého bouracího zařízení. Kritický je rozběh na maximální otáčky zařízení. Setrvačná hmota rozbíjecího zařízení je poměrně značná, proto je provedena kontrola doby rozběhu motoru.

Největší hmotový moment setrvačnosti zařízení $I_c = 5,21 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ je určen z programu Inventor, viz příloha D.

Úhlové zrychlení je vypočteno z maximálního krouticího výstupního momentu hydraulické otoče $M_{MAX} = 17760 \text{ N} \cdot \text{m}$:

$$\varepsilon = \frac{M_{MAX}}{I_c} = \frac{17760}{5,21 \cdot 10^3} = 3,4 \text{ s}^{-2} \quad (7.4)$$

Výpočet doby rozběhu zařízení na $n_{MAX} = 5 \text{ ot/min}$:

$$\omega_1 = \omega_0 + \varepsilon \cdot t \quad (7.5)$$

$$t = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\varepsilon} = \frac{0,524 - 0}{3,4} = 0,15 \text{ s}$$

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{MAX}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5}{60} = 0,524 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.6)$$

Výpočet úhlu, o který se zařízení otočí při rozběhu z klidové polohy než dosáhne maximálních otáček:

$$\varphi_{z1} = \varphi_{z0} + \omega_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot t^2 = 0 + 0 \cdot 0,15 + \frac{1}{2} \cdot 3,4 \cdot 0,15^2 = 0,038 \text{ rad} = 2,2^\circ \quad (7.7)$$

Motor má dostatečný krouticí moment, plynulý rozběh a brzdění je řešeno součástmi hydraulického obvodu.

7.2 Volba přímočarých hydromotorů

V této kapitole je provedena volba přímočarých hydromotorů. Pro správný návrh je nutno stanovit maximální síly na ně působící. Tyto maximální síly jsem našel pomocí vytvořeného výpočetního programu v Excelu. Zde jsem postupně zadával všechny možné pozice zařízení a hledal maximální hodnoty sil.

Volím přímočaré hydromotory firmy Hydraulics, jejichž parametry jsou popsány v příloze F.

První přímočarý hydromotor je umístěn dle kinematického schématu mezi body D a E. Umožňuje natáčení výložníku vůči základně. Pro vytvoření požadovaného přitlaku na kladivo, v nejkritičtější pozici, je nutné aby vyvinul sílu $F_{pDE} = 277963 \text{ N}$. Z této síly a jmenovitého tlaku na přímočarý hydromotor jsem vypočítal obsah potřebné tlačné plochy. Tento hydromotor vyvozuje přitlak v hydraulickém kladivu svým zasouváním, proto vypočtená plocha je plochou mezikruží pístu a pístnice.

Výpočet plochy mezikruží pístu a pístnice přímočarého hydromotoru DE:

$$p_{jDE} = \frac{F_{pDE}}{S_{0mDE}} \quad (7.8)$$

$$S_{0mDE} = \frac{F_{pDE}}{p_{jDE}} = \frac{277963}{20} = 13898 \text{ mm}^2$$

Vypočítaný obsah mezikruží pístu a pístnice hydromotoru musí být menší nebo roven zvolenému obsahu mezikruží pístu a pístnice. Opakovaným dosazováním variant průměrů pístů a pístnic firmy Hydraulics do vzorce 7.9 jsem dospěl k rozměrům pístu $D_{DE} = 160 \text{ mm}$ a rozměrům pístnice $d_{DE} = 80 \text{ mm}$.

$$S_{0mDE} \leq S_{mDE}$$

$$S_{mDE} = \frac{\pi \cdot (D_{DE}^2 - d_{DE}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (160^2 - 80^2)}{4} = 15080 \text{ mm}^2 \quad (7.9)$$

$$S_{0mDE} \leq S_{mDE}$$

$$13898 \text{ mm}^2 \leq 15080 \text{ mm}^2 \dots \text{vyhovuje}$$

S pomocí výpočtového programu Excel a konstrukčního návrhu v programu Inventor jsem dále určil zdvih přímočarého hydromotoru, a tak volím přímočarý hydromotor HYDRAULICS SLOPNÉ ZH2 160/80x215. [17] Zvolený zdvih hydromotoru je menší než maximální doporučený, jeho pístnici není potřeba kontrolovat na vzpěr (viz příloha F).

Druhý přímočarý hydromotor je umístěn mezi body F a G. Umožňuje natáčení násady vůči výložníku. Pro vytvoření požadovaného přitlaku na kladivo, v nejkritičtější pozici, je nutné aby vyvinul sílu $F_{pFG} = 133331 \text{ N}$. Z této síly a jmenovitého tlaku na přímočarý hydromotor jsem vypočítal obsah potřebné tlačné plochy. Tento hydromotor vyvozuje

přítlak v hydraulickém kladivu svým vysouváním, proto vypočtená plocha je přímo plochou pístu hydromotoru a lze z ní přímo určit i nejmenší možný průměr pístu.

Výpočet minimálního průměru pístu přímočarého hydromotoru FG:

$$p_{jFG} = \frac{F_{pFG}}{S_{0FG}} = \frac{F_{pFG}}{\frac{\pi \cdot D_{0FG}^2}{4}} \quad (7.10)$$

$$D_{0FG} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pFG}}{\pi \cdot p_{jFG}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 133331}{\pi \cdot 20}} = 92,1 \text{ mm}$$

$$D_{0FG} \leq D_{FG}$$

$$92,1 \text{ mm} \leq 100 \text{ mm}$$

S pomocí výpočtového programu Excel a konstrukčního návrhu v programu Inventor jsem dále určil zdvih přímočarého hydromotoru, a tak volím přímočarý hydromotor HYDRAULICS SLOPNÉ ZH2 100/55x330. [17] Zvolený zdvih hydromotoru je menší než maximální doporučený, jeho pístnici není potřeba kontrolovat na vzpěr (viz příloha F).

Posledním přímočarý hydromotor je umístěn mezi body H a I. Umožňuje natáčení příruby s kladivem vůči násadě. Pro vytvoření požadovaného přítlaku na kladivo, v nejkritičtější pozici, je nutné aby vyvinul sílu $F_{pHI} = 43165 \text{ N}$. Z této síly a jmenovitého tlaku na přímočarý hydromotor jsem vypočítal obsah potřebné tlačné plochy. Tento hydromotor také vyvozuje přítlak v hydraulickém kladivu svým vysouváním, proto vypočtená plocha je přímo plochou pístu hydromotoru a lze z ní přímo určit i nejmenší možný průměr pístu.

Výpočet minimálního průměru pístu přímočarého hydromotoru HI:

$$p_{jHI} = \frac{F_{pHI}}{S_{0HI}} = \frac{F_{pHI}}{\frac{\pi \cdot D_{0HI}^2}{4}} \quad (7.11)$$

$$D_{0HI} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pHI}}{\pi \cdot p_{jHI}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 43165}{\pi \cdot 20}} = 52,4 \text{ mm}$$

$$D_{0HI} \leq D_{HI}$$

$$52,4 \text{ mm} \leq 55 \text{ mm}$$

S pomocí výpočtového programu Excel a konstrukčního návrhu v programu Inventor jsem dále určil zdvih přímočarého hydromotoru, a tak volím přímočarý hydromotor HYDRAULICS SLOPNÉ ZH2 55/28x290. [17] Zvolený zdvih hydromotoru je menší než maximální doporučený, jeho pístnici není potřeba kontrolovat na vzpěr (viz příloha F).

7.3 Návrh parametrů hydraulického agregátu

Z návrhu hydraulického obvodu (viz příloha hydraulický obvod SN2KIKO1-03-HO) je patrný počet a uspořádání hlavních hydraulických prvků. Nyní provedu zjednodušený návrh možného agregátu z ucelených konstrukčních řešení, dostupných na trhu. Návrh vychází především z parametrů navržených hydromotorů.

Přesný návrh agregátu, který by nejlépe vyhovoval mému zařízení by vyžadoval další specifikace použití zařízení. Důležitá je např. provozní teplota. Na ní závisí především volba hydraulického média. To může značně ovlivnit výsledky výpočtů a volbu parametrů komponent hydraulického obvodu. Dále by přesný návrh hydraulického obvodu a agregátu také vyžadoval např. přesnou volbu dalších prvků hydraulického obvodu, znalost délek použitého potrubí a hadic, specifikaci ovládání, atd.

Zjednodušený návrh parametrů hydraulického agregátu:

$$S_{DE} = \frac{\pi \cdot D_{DE}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 160^2}{4} = 20106 \text{ mm}^2 = 2,01 \text{ dm}^2$$

$$S_{FG} = \frac{\pi \cdot D_{FG}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 7854 \text{ mm}^2 = 0,79 \text{ dm}^2$$

$$S_{HI} = \frac{\pi \cdot D_{HI}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 55^2}{4} = 2376 \text{ mm}^2 = 0,24 \text{ dm}^2$$

Volím rychlost výsunu pístů $v_p = 0,1 \text{ m/s} = 1 \text{ dm/s}$.

Výpočet průtoku:

$$Q_{\max} = 60 \cdot v_p \cdot (S_{DE} + S_{FG} + S_{HI}) + Q_R \quad (7.12)$$

$$Q_{\max} = 60 \cdot 1 \cdot (2,01 + 0,79 + 0,24) + 43 = 225,4 \text{ l/min}$$

$p_{\max} = 20 \text{ MPa}$ (maximální tlak je v přímočarých hydromotorech dle přílohy F)

Volím hydraulický agregát s kapotáží HA 75 R firmy DAVON (obr. 7.4).



Obr. 7.4 Hydraulický agregát firmy DAVON [20]

7.4 Volba příslušenství

Pokud není rozbíjecí zařízení používáno, umístí se hrotem kladiva do odkládacího stojanu (obr. 7.4).



Obr. 7.5 Ocelový stojan pro odkládání kladiva [20]

Pro ovládání zařízení z bezpečného místa s dobrým výhledem mohou být například použity: skříňka s joysticky, rádiové ovládání nebo sedadlo s ovládacími prvky.



Obr. 7.6 Ovládací skříňka s joysticky [20]



Obr. 7.7 Rádiové ovládání [20]



Obr. 7.8 Sedadlo s ovládacími prvky [20]

8. Pevnostní kontroly nosných částí zařízení

V této kapitole je provedena pevnostní kontrola čepů výložníku, násady a příruby kladiva. Dále pevnostní kontrola čepů přímočarých hydromotorů. Také pevnostní kontrola základen, výložníku, násady a příruby kladiva.

8.1 Kontrola čepů výložníku, násady a příruby kladiva

Čepy jsou vyrobeny z oceli 15 142, $R_e = 650$ MPa. [7] Kluzná ložiska jsou z hliníkového bronzu.

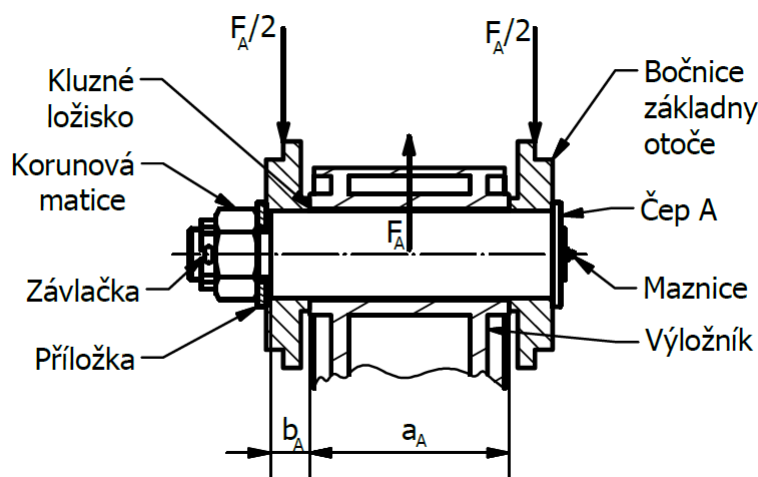
Dovolené hodnoty napětí:

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{650}{4} = 162,5 \text{ MPa} \quad (8.1)$$

$$\tau_D = \frac{\tau_{kt}}{k_s} = \frac{0,5 \cdot R_e}{k_s} = \frac{0,5 \cdot 650}{2} = 130 \text{ MPa} \quad (8.2)$$

Volím zvýšené hodnoty bezpečnosti z důvodu střídání tahu a tlaku v čepech. Čepy jsou zkontrolovány na maximální možné síly. Tyto maximální síly jsem našel pomocí vytvořeného výpočetního programu v Excelu. Zde jsem postupně zadával všechny možné pozice zařízení a hledal maximální hodnoty sil.

První čep je umístěn dle kinematického schématu v bodě A, spojující otoč základny s výložníkem. Maximální síla v čepu $F_A = R_A = 264959$ N. Šířka přírub základny $b_A = 50$ mm. Šířka výložníku je $a_A = 230$ mm.



Obr. 8.1 Uložení čepu A

Návrh průměru čepu [2]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{R_A}{2} \cdot \left(\frac{b_A}{2} + \frac{a_A}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_A^3} \leq \sigma_{Do} \quad (8.3)$$

$$d_A' = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot R_A \cdot (2 \cdot b_A + a_A)}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 264959 \cdot (2 \cdot 50 + 230)}{\pi \cdot 162,5}} = 88,2 \text{ mm}$$

Volím $d_A = 100 \text{ mm}$

Maximální smykové napětí[1]:

$$\tau_{AMAX} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_A}{\frac{\pi \cdot d_A^2}{4}} = \frac{16 \cdot R_A}{3 \cdot \pi \cdot d_A^2} = \frac{16 \cdot 264959}{3 \cdot \pi \cdot 100^2} = 45 \text{ MPa} \quad (8.4)$$

$$\tau_{AMAX} \leq \tau_D$$

$$45 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

Tlak ve stykových plochách[1]:

$$p_{1A} = \frac{R_A}{a_A \cdot d_A} = \frac{264959}{230 \cdot 100} = 11,5 \text{ MPa} \quad (8.5)$$

$$p_{2A} = \frac{\frac{R_A}{2}}{b_A \cdot d_A} = \frac{\frac{264959}{2}}{50 \cdot 100} = 26,5 \text{ MPa} \quad (8.6)$$

Čep umístěný dle kinematického schématu v bodě B spojuje výložník s násadou. Největší síla v čepu $F_B = R_B = 162579 \text{ N}$. Šířka konců výložníku $b_B = 45 \text{ mm}$. Šířka násady je $a_B = 120 \text{ mm}$. Uložení čepu B je obdobné jako uložení čepu A (obr. 8.1).

Návrh průměru čepu[1]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{R_B}{2} \cdot \left(\frac{b_B}{2} + \frac{a_B}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_B^3} \leq \sigma_{Do} \quad (8.7)$$

$$d_B' = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot R_B \cdot (2 \cdot b_B + a_B)}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 162579 \cdot (2 \cdot 45 + 120)}{\pi \cdot 162,5}} = 64,4 \text{ mm} \quad (8.8)$$

Volím $d_B = 80 \text{ mm}$

Maximální smykové napětí[1]:

$$\tau_{BMAX} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_B}{\pi \cdot d_B^2} = \frac{16 \cdot R_B}{3 \cdot \pi \cdot d_B^2} = \frac{16 \cdot 162579}{3 \cdot \pi \cdot 80^2} = 43,1 \text{ MPa} \quad (8.9)$$

$$\tau_{BMAX} \leq \tau_D$$

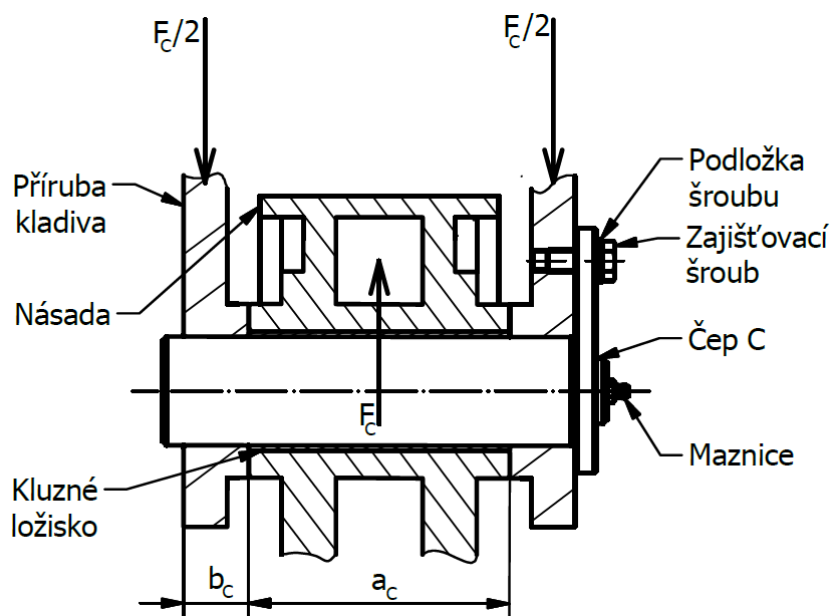
$$43,1 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

Tlak ve stykových plochách[1]:

$$p_{1B} = \frac{R_B}{a_B \cdot d_B} = \frac{162579}{120 \cdot 80} = 16,9 \text{ MPa} \quad (8.10)$$

$$p_{2B} = \frac{\frac{R_B}{2}}{b_B \cdot d_B} = \frac{\frac{162579}{2}}{45 \cdot 80} = 22,6 \text{ MPa} \quad (8.11)$$

Čep umístěný dle kinematického schématu v bodě C spojuje násadu s přírubou kladiva. Největší síla v čepu $F_C = R_C = 53679 \text{ N}$. Šířka násady je $a_C = 120 \text{ mm}$. Šířka příruby kladiva je $b_C = 40 \text{ mm}$.



Obr. 8.2 Uložení čepu C

Návrh průměru čepu[1]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{R_C}{2} \cdot \left(\frac{b_C}{2} + \frac{a_C}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_C^3} \leq \sigma_{Do} \quad (8.12)$$

$$d_C' = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot R_C \cdot (2 \cdot b_C + a_C)}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 53679 \cdot (2 \cdot 40 + 120)}{\pi \cdot 162,5}} = 43,8 \text{ mm} \quad (8.13)$$

Volím $d_C = 50 \text{ mm}$

Maximální smykové napětí[1]:

$$\tau_{C\text{MAX}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_C}{\frac{\pi \cdot d_C^2}{4}} = \frac{16 \cdot R_C}{3 \cdot \pi \cdot d_C^2} = \frac{16 \cdot 53679}{3 \cdot \pi \cdot 50^2} = 36,5 \text{ MPa} \quad (8.14)$$

$$\tau_{C\text{MAX}} \leq \tau_D$$

$$36,5 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

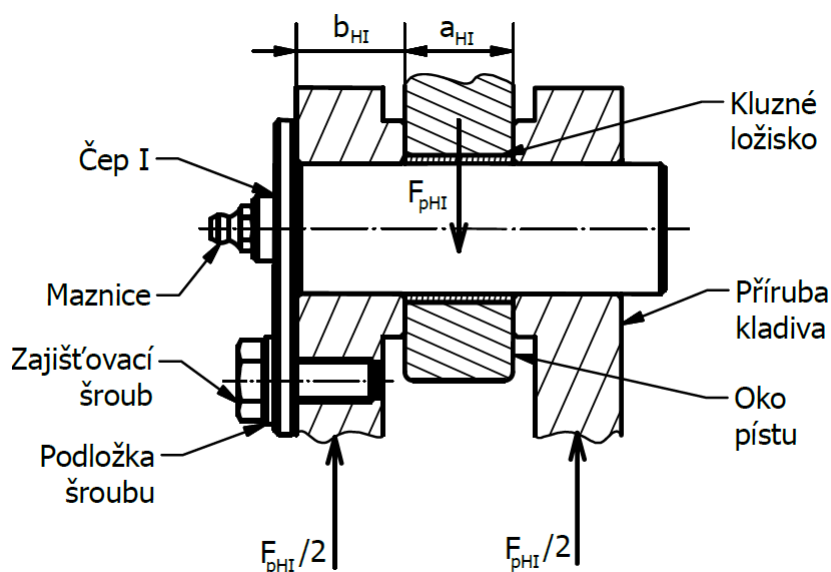
Tlak ve stykových plochách[1]:

$$p_{1C} = \frac{R_C}{a_C \cdot d_C} = \frac{53679}{120 \cdot 50} = 8,9 \text{ MPa} \quad (8.15)$$

$$p_{2C} = \frac{\frac{R_C}{2}}{b_C \cdot d_C} = \frac{\frac{53679}{2}}{40 \cdot 50} = 13,4 \text{ MPa} \quad (8.16)$$

8.2 Kontrola čepů pístů

Čepy umístěné dle kinematického schématu v bodě H a I jsou čepy třetího přímočarého hydromotoru, který umožňuje naklápění příruby kladiva vůči násadě. Největší síla na čep je $F_{pHI} = 43165 \text{ N}$. Šířka konce přímočarého hydromotoru je $a_{HI} = 25 \text{ mm}$ šířka uchycení na násadě a přírubě kladiva je $b_{HI} = 20 \text{ mm}$.



Obr. 8.3 Uložení čepu I

Návrh průměru čepu[1]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{pHI}}{2} \cdot \left(\frac{b_{HI}}{2} + \frac{a_{HI}}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{HI}^3} \leq \sigma_{Do} \quad (8.17)$$

$$d_{HI}' = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_{pHI} \cdot (2 \cdot b_{HI} + a_{HI})}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 43165 \cdot (2 \cdot 20 + 25)}{\pi \cdot 162,5}} = 28 \text{ mm}$$

Volím $d_{HI} = 30 \text{ mm}$

Maximální smykové napětí[1]:

$$\tau_{HIMAX} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{pHI}}{\pi \cdot d_{HI}^2} = \frac{16 \cdot F_{pHI}}{3 \cdot \pi \cdot d_{HI}^2} = \frac{16 \cdot 43165}{3 \cdot \pi \cdot 30^2} = 81,4 \text{ MPa} \quad (8.18)$$

$$\tau_{HIMAX} \leq \tau_D$$

$$81,4 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

Tlak ve stykových plochách[1]:

$$p_{1HI} = \frac{F_{pHI}}{a_{HI} \cdot d_{HI}} = \frac{43165}{25 \cdot 30} = 57,6 \text{ MPa} \quad (8.19)$$

$$p_{2HI} = \frac{\frac{F_{pHI}}{2}}{b_{HI} \cdot d_{HI}} = \frac{\frac{43165}{2}}{20 \cdot 30} = 36 \text{ MPa} \quad (8.20)$$

Čepy umístěné dle kinematického schématu v bodě F a G jsou čepy druhého přímočarého hydromotoru, který umožňuje naklápění násady vůči výložníku. Největší síla na čep je $F_{pGF} = 133331 \text{ N}$. Šířka konce přímočarého hydromotoru je $a_{FG} = 38 \text{ mm}$ šířka uchycení na násadě a výložníku $b_{FG} = 25 \text{ mm}$. Uložení čepů F a G je obdobné jako uložení čepů H a I (obr. 8.3).

Návrh průměru čepu[1]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{pGF}}{2} \cdot \left(\frac{b_{GF}}{2} + \frac{a_{GF}}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{GF}^3} \leq \sigma_{Do} \quad (8.21)$$

$$d_{FG}' = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_{pGF} \cdot (2 \cdot b_{FG} + a_{FG})}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 133331 \cdot (2 \cdot 25 + 38)}{\pi \cdot 162,5}} = 45,1 \text{ mm}$$

Volím $d_{FG} = 50 \text{ mm}$

Maximální smykové napětí[1]:

$$\tau_{FGMAX} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{pFG}}{\pi \cdot d_{FG}^2} = \frac{16 \cdot F_{pGF}}{3 \cdot \pi \cdot d_{FG}^2} = \frac{16 \cdot 133331}{3 \cdot \pi \cdot 50^2} = 90,5 \text{ MPa} \quad (8.22)$$

$$\tau_{FGMAX} \leq \tau_D$$

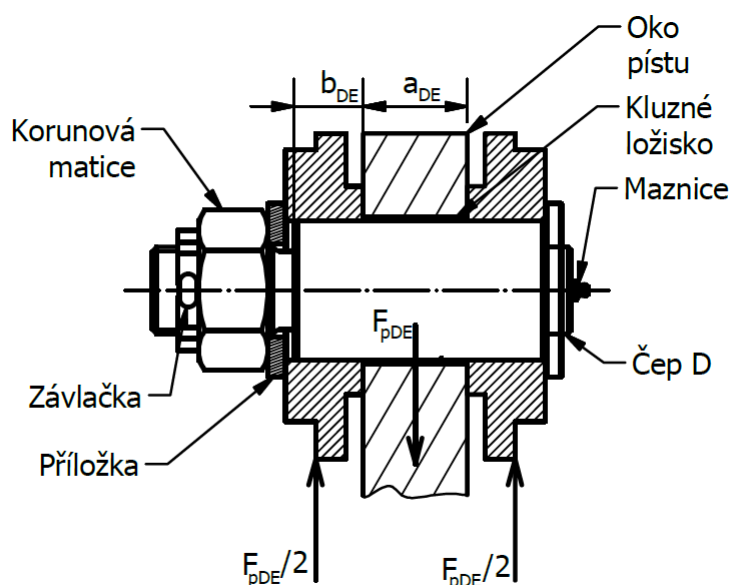
$$90,5 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

Tlak ve stykových plochách[1]:

$$p_{1FG} = \frac{F_{pGF}}{a_{FG} \cdot d_{FG}} = \frac{133331}{38 \cdot 50} = 70,2 \text{ MPa} \quad (8.23)$$

$$p_{2FG} = \frac{\frac{F_{pGF}}{2}}{b_{FG} \cdot d_{FG}} = \frac{\frac{133331}{2}}{25 \cdot 50} = 53,3 \text{ MPa} \quad (8.24)$$

Čepy umístěné dle kinematického schématu v bodě D a E jsou čepy prvního přímočarého hydromotoru, který umožňuje naklápění výložníku vůči základně. Největší síla na čep je $F_{pDE} = 277963 \text{ N}$. Šířka konce přímočarého hydromotoru je $a_{DE} = 60 \text{ mm}$ šířka uchycení na základně a výložníku $b_{DE} = 40 \text{ mm}$.



Obr. 8.4 Uložení čepu D

Návrh průměru čepu[1]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{pDE}}{2} \cdot \left(\frac{b_{DE}}{2} + \frac{a_{DE}}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{DE}^3} \leq \sigma_{Do} \quad (8.25)$$

$$d_{DE}' = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_{pDE} \cdot (2 \cdot b_{DE} + a_{DE})}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 277963 \cdot (2 \cdot 40 + 60)}{\pi \cdot 162,5}} = 67,3 \text{ mm}$$

Volím $d_{DE} = 80 \text{ mm}$

Maximální smykové napětí[1]:

$$\tau_{DEMAX} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{pDE}}{\pi \cdot d_{DE}^2} = \frac{16 \cdot F_{pDE}}{3 \cdot \pi \cdot d_{DE}^2} = \frac{16 \cdot 277963}{3 \cdot \pi \cdot 80^2} = 73,7 \text{ MPa} \quad (8.26)$$

$$\tau_{DEMAX} \leq \tau_D$$

$$73,7 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

Tlak ve stykových plochách[1]:

$$p_{1DE} = \frac{F_{pDE}}{a_{DE} \cdot d_{DE}} = \frac{277963}{60 \cdot 80} = 57,9 \text{ MPa} \quad (8.27)$$

$$p_{2DE} = \frac{\frac{F_{pDE}}{2}}{b_{DE} \cdot d_{DE}} = \frac{\frac{277963}{2}}{40 \cdot 80} = 43,4 \text{ MPa} \quad (8.28)$$

Vypočtené hodnoty smykových napětí jsou přijatelné. Hodnoty napětí v tlaku jsou také přijatelné s ohledem na občasný natáčivý charakter pohybu s mazáním.

8.3 Kontrola základů, výložníku, násady a příruby kladiva pomocí MKP

Základny, výložník, násada a příruba kladiva mají poměrně složitý tvar, proto jsem je pevnostně zkontroloval pomocí MKP modulu systému Creo 5.0. Jedná se o svařované díly. Výsledná napětí zahrnují i napětí ve svařových spojích těchto součástí. Jde o redukovaná napětí získaná metodou HMM. Největší hodnoty napětí ve svarech jsou porovnány s dovolenými hodnotami dle normy ČSN 05 0120.

Materiál svařovaných součástí a svarů je ocel 11 523, $R_e = 355 \text{ MPa}$. [8] Volím převodní součinitel svařového spoje $\alpha_{sv} = 0,65 [-]$. [2] Součinitel bezpečnosti svařových spojů volím $n = 2 [-]$.

Dovolené napětí svařového spoje:

$$\sigma_{Dsv} = \alpha_{sv} \cdot \frac{R_e}{n} = 0,65 \cdot \frac{355}{2} = 115 \text{ MPa} \quad (8.29)$$

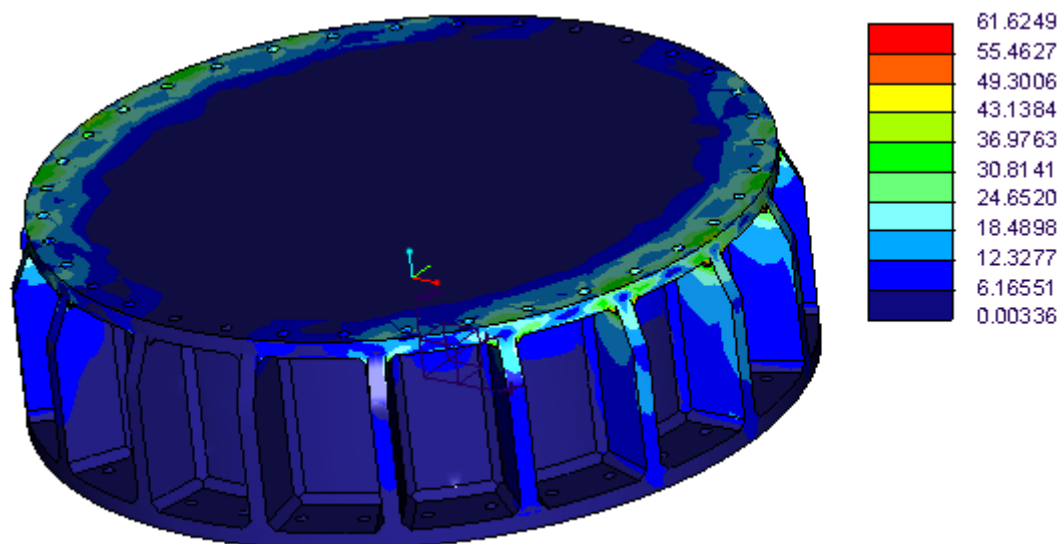
První kontrolovanou součástí je pevná základna. Je složena ze dvou kruhových plechů s otvory pro šrouby, vnitřní trubky a žeber po jejím obvodu.

Pevná základna je namáhána především klopným momentem $M_{KL} = 108,297 \text{ kN} \cdot \text{m}$ vyvozeným přitlakem zařízení na bourací kladivo. Pomocí výpočetního programu v Excelu byl určen maximální klopný moment. Analyzovaný model pevné základny zahrnuje spojení dílů koutovými svary.

Nejprve jsem na horním plechu základny vytvořil pomocné plochy. Jedna plocha má tvar mezikruží a znázorňuje stykovou plochu hydraulické otoče a pevné základny. Další pomocné plochy ze spodní strany horního plechu pevné základny znázorňují stykové plochy podložek šroubů. Tyto plochy jsem pevně propojil s bodem, v němž je umístěn klopný moment. Spodní plochu dolního plechu pevné základny jsem pevně uchytil k podkladu.

V analýze jsem vytvořil bod nad horní plochou základny. Tento bod je ve skutečnosti středovým bodem valivých tělísek otoče. Do něj jsem umístil maximální klopný moment.

Výsledky pevnostní analýzy jsou zobrazeny na obr. 8.5. Součást je pevná, nejvyšší redukované napětí vychází v místech svarů žeber.



Obr. 8.5 MKP analýza pevné základny

Kontrola svaru pevné základny:

$$\sigma_{sv1} \leq \sigma_{Dsv}$$

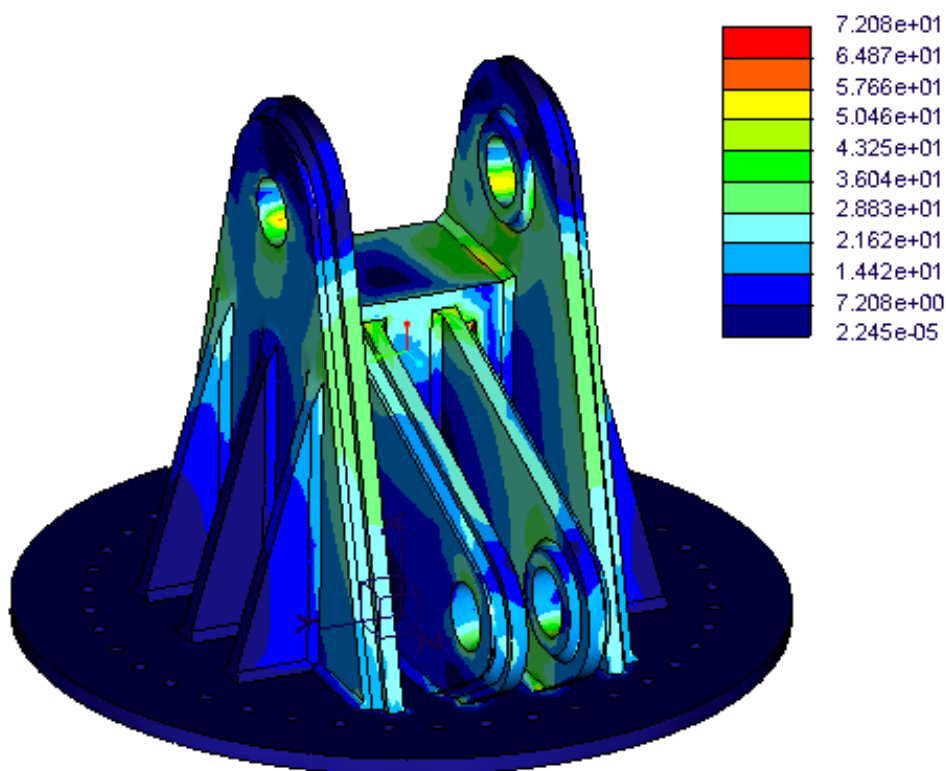
62 MPa ≤ 115 MPa ... vyhovuje

Druhou kontrolovanou součástí je základna otoče. Ta se sestává z kruhového plechu s otvory pro šrouby, ze svařovaných bočnic, žebrovaného jádra a na něj přivařených přírub.

Základna otoče je namáhána silami působícími na čep A, umístěný v bočnicích, a na čep D, umístěný v předních přírubách. Pomocí výpočetního programu v Excelu a systému Creo 5.0 jsem našel nejhorší pozici, ve které je základna otoče nejvíce namáhána.

Vytvořil jsem pomocné plochy na kruhovém plechu základny otoče. Plocha na spodní straně plechu má tvar mezikruží a znázorňuje stykovou plochu hydraulické otoče a základny otoče. Další pomocné plochy na horní straně plechu základny znázorňují stykové plochy podložek šroubů. Tyto plochy jsem pevně uchytil k podkladu.

Na plochy otvorů pro čepy jsem umístil síly odpovídající dané kritické pozici zařízení. Výsledky pevnostní analýzy jsou zobrazeny na obr. 8.6. Součást je pevná, nejvyšší redukované napětí vychází v místech svarů příruby čepu D.



Obr. 8.6 MKP analýza základny otoče

Kontrola svaru základny otoče:

$$\sigma_{sv2} \leq \sigma_{Dsv}$$

72 MPa ≤ 115 MPa ... vyhovuje

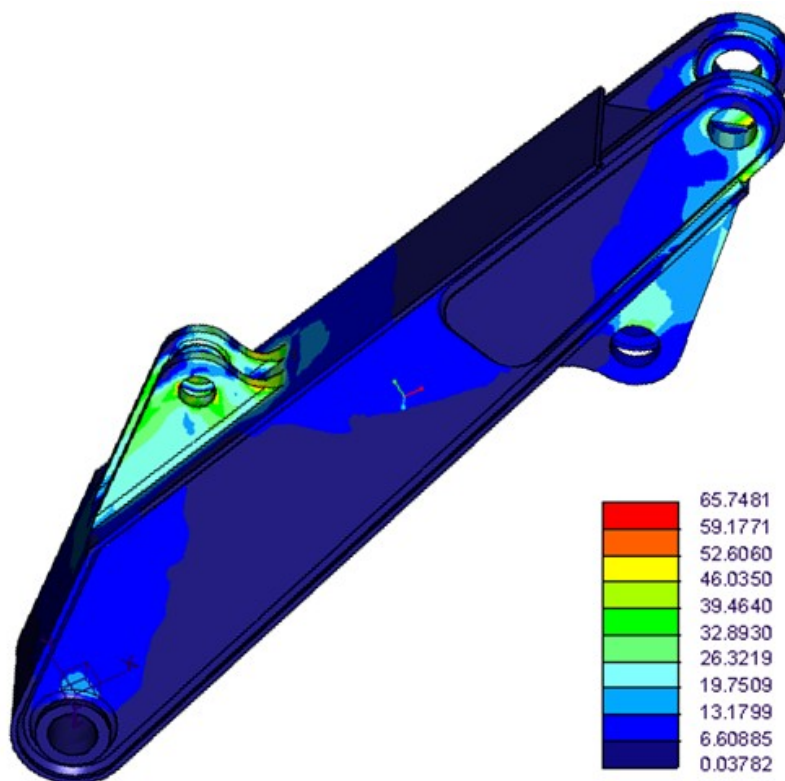
Další kontrolovanou součástí je svařovaný výložník. Výložník je svařen z tlustostěnných plechů. Pro dobré provaření spojů a zvýšení únosnosti svarů navrhuji spojení pomocí 1/2V svaru s doplněním o koutový svar. Výložník se skládá ze svařovaných bočnic, obvodových pásnic, přírub čepů a vnitřních výztuh.

Výložník je namáhán silami působícími na čep E a čep B. Pomocí výpočetního programu v Excelu a systému Creo 5.0 jsem našel nejhorší pozici, ve které je výložník nejvíce namáhán.

V místech čepů A a F jsem uchytil výložník pomocí vazeb pin. V nich jsem zamezil všechny posuvy a rotace kromě rotací kolem vlastních os pouzder čepů.

Poté jsem na plochy otvorů pro čepy umístil síly odpovídající dané kritické pozici zařízení.

Výsledky pevnostní analýzy jsou zobrazeny na obr. 8.7. Součást je pevná, nejvyšší redukované napětí vychází v místech svarů přírub čepu E a F.



Obr. 8.7 MKP analýza výložníku

Kontrola svaru výložníku:

$$\sigma_{sv3} \leq \sigma_{Dsv}$$

66 MPa ≤ 115 MPa ... vyhovuje

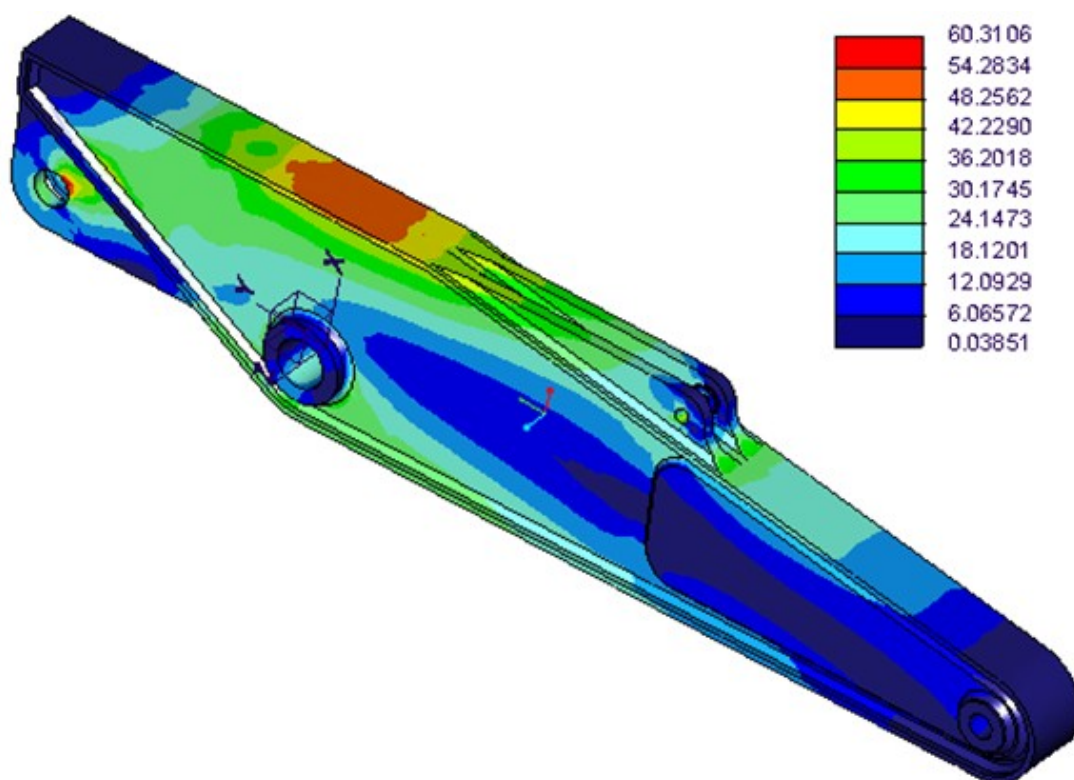
Dále následuje kontrola násady. Násada je také svařena z tlustostěnných plechů. Pro dobré provaření spojů a zvýšení únosnosti svarů, podobně jako u výložníku navrhuji spojení pomocí 1/2V svaru s doplněním o koutový svar. Násada se skládá ze svařovaných bočnic, obvodových pásnic, přírub čepů a vnitřních výztuh.

Násada je namáhána silami působícími na čep C a H. Pomocí výpočetního programu v Excelu a systému Creo 5.0 jsem našel nejhorší pozici, ve které je násada nejvíce namáhána.

V místech čepů B a G jsem uchytil výložník pomocí vazeb pin. V nich jsem zamezil všechny posuvy a rotace kromě rotací kolem vlastních os pouzder čepů.

Poté jsem na plochy otvorů pro čepy umístil síly odpovídající dané kritické pozici zařízení.

Výsledky pevnostní analýzy jsou zobrazeny na obr. 8.8. Součást je pevná, nejvyšší redukované napětí vychází v místech svarů příruby čepu G a v pásnici na horní straně násady .



Obr. 8.8 MKP analýza násady

Kontrola svaru násady:

$$\sigma_{sv4} \leq \sigma_{Dsv}$$

60 MPa ≤ 115 MPa ... vyhovuje

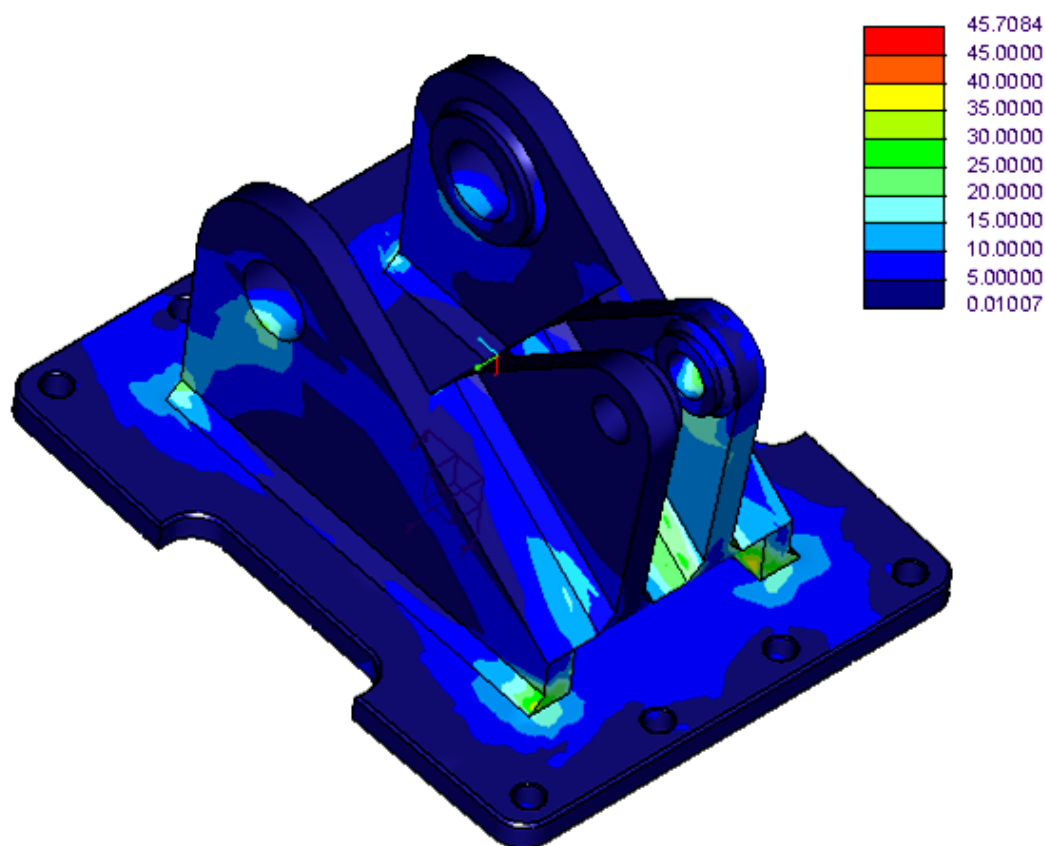
Poslední kontrolovanou součástí pomocí modulu MKP v systému Creo 5.0 je příruba kladiva. Skládá se ze čtyř přírub čepů a plechu s otvory pro šrouby. Všechny její díly jsou k sobě přivařeny koutovými svary.

Příruba kladiva je namáhána silou přitlaku vyvinutou na hydraulické kladivo. Tato síla je vždy kolmá na spodní plech příruby kladiva a tlačí na jeho plochu.

V místech čepů C a I jsem uchytil výložník pomocí vazeb pin. V nich jsem zamezil všechny posuvy a rotace kromě rotací kolem vlastních os pouzder čepů.

Spodní plochu plechu s otvory pro šrouby jsem zatížil silou odpovídající síle nutného přitlaku kladiva $F_k = 44145 \text{ N}$.

Výsledky pevnostní analýzy jsou zobrazeny na obr. 8.9. Součást je pevná, nejvyšší redukované napětí vychází v místech svarů příruby čepu C.



Obr. 8.9 MKP analýza příruby kladiv

Kontrola svaru příruby kladiva

$$\sigma_{sv5} \leq \sigma_{Dsv}$$

46 MPa \leq 115 MPa ... vyhovuje

9. Dosahy zařízení

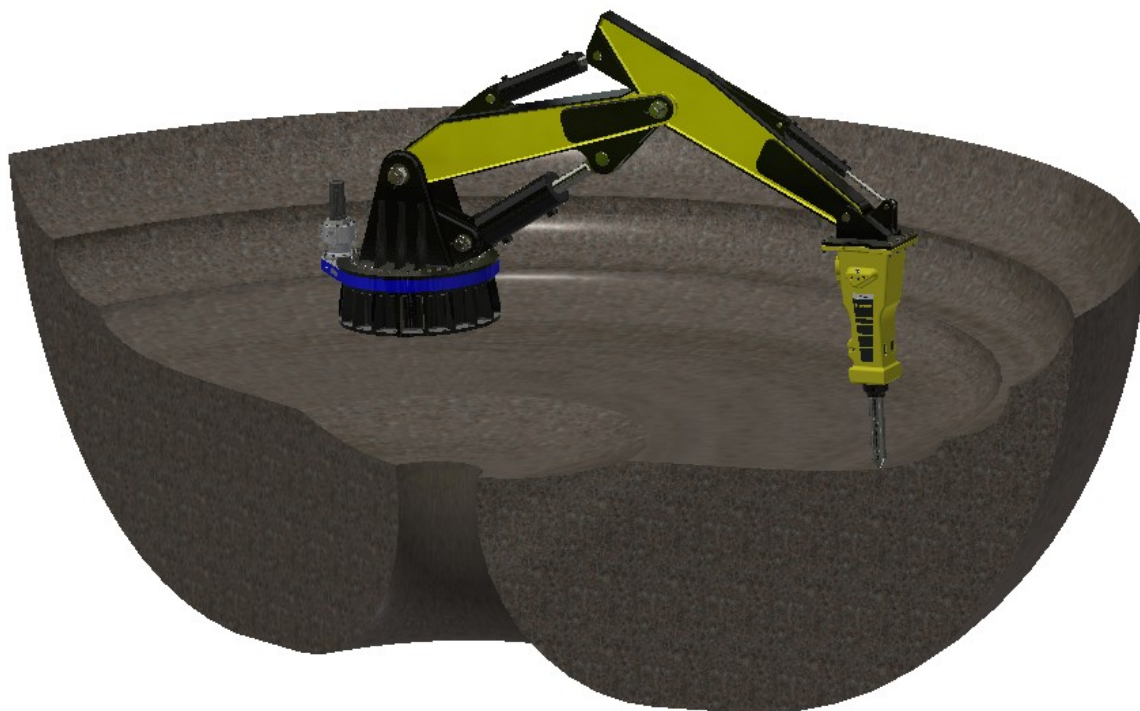
Základní dosahy zařízení jsou primárně závislé na zdvihu pístů a konstrukčním uspořádání zařízení. Jeho základní dosahy lze bez náročné změny konstrukce navyšovat vložením přídatné příruby mezi přírubu kladiva a bourací kladivo.

Rovnice z kinematického a silového rozboru zařízení v kombinaci s maximálními a minimálními délkami přímočarých hydromotorů jsem vložil do mnou vytvořeného výpočtového programu v Excelu. Po zadání úhlu naklonění hydraulického kladiva vůči svislé rovině jsou výstupem základní dosahy zařízení pro tento úhel naklonění kladiva.

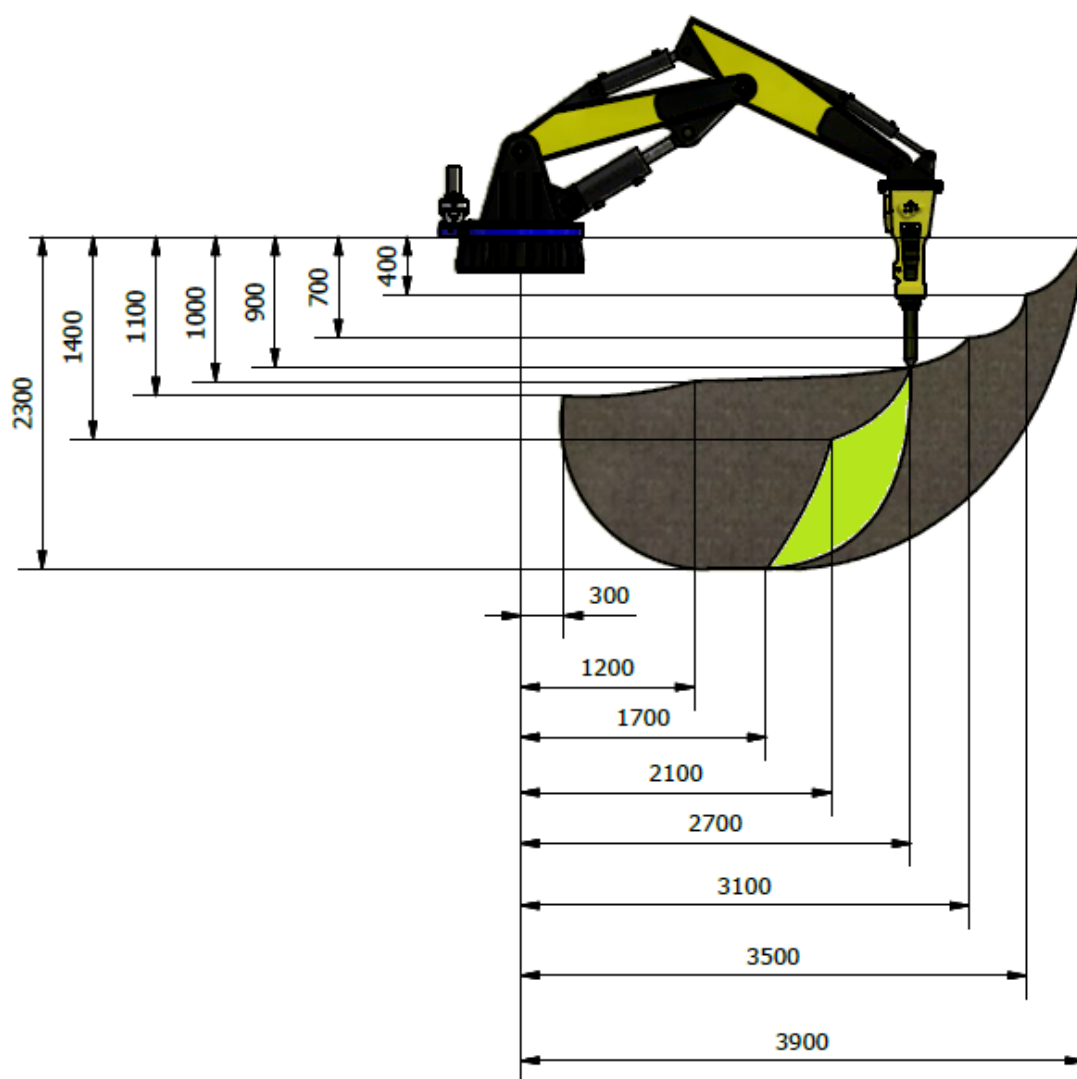
Všechny tyto možné základní dosahy jsem zaznamenal a vytvořil souhrnný obrazec maximálních dosahů zařízení s vnořeným obrazcem maximálních dosahů kladivem kolmým k horizontále, který je na obr. 9.2 vyznačen zeleně.

Dosahy zařízení jsou měřeny ve směru globální osy x od osy otoče zařízení a ve směru globální osy y od horní plochy pevné základny. Takto udává základní dosahy např. společnost DAVON ve svých katalozích.

Zařízení se ze středové pozice může natáčet o 150° na každou stranu. Dohromady tedy o 300° od krajní do krajní pozice. Tyto rovinné dosahy jsou tak prostorově rozšířeny o tuto rotaci kolem osy hydraulické otoče (obr. 9.1).



Obr. 9.1 Dosahy výložníkového rozbíjecího zařízení



Obr. 9.2 Dosahové vzdálenosti zařízení

10. Závěr

Navrhnul jsem výložníkové rozbíjecí zařízení určené pro mobilní nebo stacionární drtiče a recyklační linky k rozbíjení nadrozměrných kusů materiálu na vstupu do drtiče.

Zařízení pracuje v nižších polohách, pod úrovní základny. Tomuto jsou uzpůsobeny jeho základní dosahy, které umožňují hloubkový dosah při poměrně velkém délkovém rozsahu.

Zařízení je navrženo pro závěsné hydraulické bourací kladivo s maximální hmotností 300 kg. Jeho maximální hloubkový dosah kladivem kolmým k horizontále je 2,3 m. Maximální délkový dosah kolmým kladivem je 2,7 m. Natáčení celého zařízení je možné díky hydraulické otoči v rozsahu 300° (od krajní do krajní polohy).

Natáčení ramen a příruby s kladivem zajišťují přímočaré hydraulické motory firmy Hydraulics a rotaci zařízení zajišťuje hydraulická otoč poháněná rotačním hydromotorem firmy IMO.

Výstupem práce je také výpočetní program v Excelu, který umožňuje zjednodušení návrhu dalších zařízení. Při dodržení stejného uspořádání konstrukce zařízení jej lze použít pro návrh zařízení jakýchkoli maximálních dosahů. Program umožňuje rychlý návrh předběžných rozměrů ramen zařízení. Provádí i kinematický rozbor zařízení. Po zadání rozměrů zařízení a jeho hloubkového a délkového dosahu, při určitém stupni naklonění kladiva od svislé osy, program generuje schéma momentálního ustavení zařízení pro vizualizaci a kontrolu výpočtu. Do vybraných polí lze zadat až 30 pozic zařízení najednou. Pak program přehledně vypočítává a zobrazuje reakce a síly působící v daných částech zařízení, momentální délky přímočarých motorů a klopný moment působící na otoč pro každou pozici. Z vložených pozic program porovnává a zobrazuje maxima sil v daných důležitých místech. Počet polí pro vložení pozic je možno rozšířit. Program automaticky přebírá momentální maxima pozic a přenáší je na karty volby čepů a přímočarých hydromotorů. Zde navrhne nejmenší možné průměry čepů a obsahy tlačných ploch hydromotorů. Po zadání upřesněného průměru čepů a meze kluzu jejich materiálu provede program jejich pevnostní kontrolu. U návrhu pístů program posoudí, zda je síla v přímočarém hydromotoru tlačná nebo tažná a uživatele o tom informuje. Pak uživatele nasměruje buď jen k zadání průměru pístu hydromotoru nebo k zadání průměru pístu hydromotoru a průměru pístnice. Poslední karta přebírá zadaná data rozměrů zařízení a po vepsání maximálních a minimálních délek přímočarých hydromotorů a úhlu naklonění kladiva vykreslí momentální maximální dosahy zařízení. Program obsahuje také systém kontrol, které upozorní na případné chyby výpočtu.

Tento program mi napomohl k provedení úspěšného návrhu, volby a pevnostních kontrol důležitých dílů zařízení. Data z něj byla vložena do MKP modulu systému Creo 5.0. A tak byla také přesně a úspěšně provedena pevnostní analýza MKP těchto dílů.

Dále jsem vytvořil výkresovou dokumentaci obsahující sestavný výkres zařízení, výkres svařované podsestavy násady a výkres sestavy čepu A.

11. Literatura

- [1] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů - Teorie + Projekty. Spoje strojů a jejich části*. Interaktivní multimediální PDF, 2015.
- [2] ČSN 05 0120. *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*, 1972, s. 40, 05 0120/654.
- [3] AGROTEC SERVIS: *Mini a midi rypadla*. [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: <https://www.agrotecservis.cz/mini-a-midi-rypadla>
- [4] ASB - PORTAL.: *Demoliční rýpadla 05, 07*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/stavebni-technika/demolicni-rypadla/attachment/64261-5b43323362613>
- [5] ATLAS COPCO.: *Bezpečnostní pokyny a návod k obsluze*. [online]. [cit. 2019-04-30]. Dostupné z: http://www.demolicnitechika.cz/skoleni/dokumenty/navod-na-obsluhu_SB_52_102_202_302_452_552__CZ.pdf
- [6] ATLAS COPCO.: *Hydraulická kladiva řady SB*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.atlascopco.com/cs-cz>
- [7] BOLZANO.: *Přehled vlastností oceli 42CrMo4*. [online]. [cit. 2019-04-2]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_vlastnosti_42CrMo4.pdf
- [8] BOLZANO.: *Přehled vlastností oceli S355JO*. [online]. [cit. 2019-04-2]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-prehled_vlastnosti_S355JO.pdf

- [9] CAT: *M322F Wheeled Excavator*. [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: https://www.cat.com/en_GB/products/new/equipment/wheel-excavators/wheel-excavators/1000024804.html
- [10] DENISON.: *Hroty do hydraulických kladiv*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.nahradnidilystroje.cz/nahradni-dily/demolicni-technika/oskrty/hroty-oskrty-do-hydraulickych-kladiv-atlas-copco/>
- [11] EIK.: *AM140*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <http://eikinternational.com/Amphibious-Excavator/Amphibious-Excavator-Manufacturer>
- [12] EPIROC.: *SB302*. [online]. [cit. 2019-04-2]. Dostupné z: <https://www.epiroc.com/de-de/products/excavator-attachments/hydraulic-breaker/hydraulic-breakers/hydraulic-breaker-sb-302>
- [13] EPIROC.: *Working tools*. [online]. [cit. 2019-04-30]. Dostupné z: <https://www.epiroc.com/en-cz/products/parts-and-services/consumables/consumables-for-hb>
- [14] EUROHOLZ.: *Gallery*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.euroholz-hagen.de/bildergalerie-long/>
- [15] FERRIT s. r. o.: *Lokomotivy dieslové. DKB130F*. [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: <http://ferrit.cz/produkty/pozemni-kolejova-doprava/lokomotivy-dieselove/dkb130f>
- [16] FOR CONSTRUCTION PROS.: *SB 302*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.forconstructionpros.com/equipment/attachments/product/10092426/epiroc-sb-302>
- [17] HYDRAULICS.: *Výrobní katalog přímočarých hydromotorů 2017*. [online]. [cit. 2019-03-21]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni_katalog_cz2017.pdf

- [18] IMO SLEW DRIVE.: *SP-M Series*. [online]. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: http://www.goimo.eu/uploads/tx_ffimodlCenter/ST211-GB.pdf
- [19] JUNTAN.: *Hydraulic impact hammers*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.junttan.com/products/hydraulic-impact-hammers/>
- [20] KATALOG DAVON.: *Rockbreaker boom system*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: https://davoncompany.com/wp-content/uploads/2016/11/KATALOG_ROCKBREAKER_DAVON_201710_en.pdf
- [21] LINDE HYDRAULICS: *Working excavator*. [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: https://www.lindehydraulics.com/_assetfiles/LINDE80/1232/repository/content/application/main/W/WALKINGEXCAVATOR.jpg
- [22] MANEK.: *Jak vybrat hydraulické závěsné kladivo*. [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://www.stavebni-stroje.info/jak-vybrat-hydraulicke-kladivo.php>
- [23] MASCUS.: *Atlas CAT, Komatsu, Hyundai, Ramie long reach*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.mascus.de/baumaschinen/raupenbagger/atlas-cat-komatsu-hyundai-ramie-long-reach/48hdafgb.html>
- [24] NPK.: *Hydraulic hammers*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: http://www.npke.eu/wp-content/uploads/2017/08/Hydraulic_hammer.pdf
- [25] NOKA.: *SB Lehká hydraulická bourací kladiva Atlas Copco*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <http://www.ac-noka.cz/stroje/sb-lehka-hydraulicka-bouraci-kladiva-atlas-copco/>
- [26] WNA IKEDA.: *Gradall XL 2210*. [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: http://www.wnaikeda.com.br/PDF/GRADALL_Escavadeiras/xl2210ss.pdf

Seznam příloh

NÁZEV	OZNAČENÍ
SESTAVNÝ VÝKRES: ROZBÍJECÍ ZAŘÍZENÍ	SN2KIK01-01-RZ_S
SVAŘOVANÁ SESTAVA: NÁSADA	SN2KIK01-02-N_S
SVAŘOVANÁ SESTAVA: ČEP A	SN2KIK01-03-CA_S
SCHÉMA: HYDRAULICKÝ OBVOD	SN2KIK01-03-HO
ROVNICE PRO VÝPOČET SOUŘADNIC BODŮ	PŘÍLOHA A
VYJÁDŘENÍ NEZNÁMÝCH SIL Z ROVNIC ROVNOVÁHY	PŘÍLOHA B
POLOHY S MAXIMÁLNÍMI HODNOTAMI SILA A MOMENTŮ	PŘÍLOHA C
VÝSLEDNÉ ROZMĚRY ZAŘÍZENÍ - VZDÁLENOSTI BODŮ	PŘÍLOHA D
HMOTNOSTI, TĚŽIŠTĚ A HMOTOVÉ MOMENTY SETRVAČNOSTI	PŘÍLOHA E
PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY FIRMY HYDRAULICS	PŘÍLOHA F